

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA
FAKULTA STROJNÍ
KATEDRA ČÁSTÍ A MECHANISMŮ STROJŮ



Vřetenová sekačka na golfový green

Reel Mower for a Green

Student:

Bc. Pavel Stratil

Vedoucí diplomové práce:

prof. Dr. Ing. Miloš Němček

Ostrava 2011

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Pavel Stratil**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Vřetenová sekačka na golfový green**
Reel Mover for a Green

Zásady pro vypracování:

Navrhněte ruční vřetenovou travní sekačku s vhodným pohonem (spalovací motor, elektromotor). Sekačka bude sloužit k finální úpravě kvalitních travnatých povrchů i ve zvlněném terénu. Vyřešte možnost jednoduchého nastavení výšky stříhu. Princip podvozku zvolte (válce, kolečka atd.). Sekačku vybavte i zařízením na rozhrabávání malých hromádek hlíny v trávníku. Výkon pohonné jednotky zvolte na základě srovnání s podobnými typy sekaček. Z transportních důvodů použijte odnímatelné madlo. Vhodně vyřešte sběr posekané trávy. Zkontrolujte pevnostně všechny kritické díly pohonu, podvozku a rámu sekačky. Proveďte rešerši srovnatelných zařízení.

Max. hmotnost – 48 kg (bez náplní)
Šířka záběru – 400 ÷ 500 mm
Počet břitů – 6 ÷ 10

Nakreslete – sestavu sekačky, výrobní výkresy systému pohonu.

Seznam doporučené odborné literatury:

BOHÁČEK, F. a kol. *Části a mechanismy strojů I, II*. ES VUT Brno, 1990.
BOLEK, A., KOCHMAN, J. *Části strojů 1,2*. SNTL Praha, 1989.
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení – spojovací části strojů*. Montanex, a.s. Ostrava, 2000.
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z ČaMS. Spoje*. Druhé vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1782-8.
ČSN 01 4686 *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. Praha: Český normalizační institut, 1988.

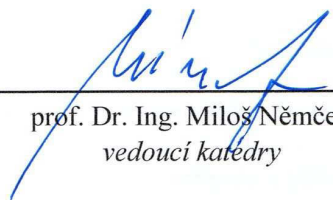
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Dr. Ing. Miloš Němček**


Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011





prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.


V Ostravě 20. května 2011

Paul Phe
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněná v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby.

V Ostravě 20. května 2011


.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Pavel Stratil

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Lesní 221
Opatovice 753 56

Anotace diplomové práce

STRATIL, P. Vřetenová sekačka na golfový green. Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011, 57 s.

Diplomová práce, vedoucí Němček, M.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem vřetenové sekačky pro golfový green. V úvodu je popsána funkce sekačky a popis zadaných parametrů. Jsou zde také uvedeny cíle této práce. Následuje průzkum trhu s uvedením různých řešení sekaček a jejich pohonů. Návrh sekačky je proveden podle požadavků uvedených v úvodu práce. Pevnostní výpočty se týkají těch částí sekačky, u kterých se dá očekávat zvýšené namáhání nebo části, jejichž hmotnost byla optimalizována. V závěru práce je uveden popis některých konstrukčních řešení a popis jejich funkce v praxi.

Anotation of Thesis

STRATIL, P. Reel Mower for a Green. Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2011, 57 s.

Thesis, head Němček, M.

The thesis deals with an engineering design of Reel Mower for a Green. The introduction describes the function description of the reel mower and the given parameters. They are also given the objective of this thesis. Followed by market research indicating different solutions mowers and drives. Design of reel mower is made according to the requirements in the introduction. Strength calculations relate to those parts of the reel mower, which can be expected to increase the stress or parts whose weight has been optimized. The conclusion of the thesis is a description of certain design features and a description of their function in practice.

Obsah

1. Úvod.....	10
1.1 Cíle diplomové práce	10
2. Průzkum trhu.....	11
2.1 Sekačky	11
2.2 Pohony sekaček.....	15
3. Koncepce sekačky	17
3.1 Varianta č.1 – výhoz dozadu	17
3.2 Varianta č.2 – výhoz dopředu	18
4. Pevnostní výpočty navrženého řešení	19
4.1 Hmotnost a poloha těžiště sekačky	19
4.2 Výpočet zatížení sekačky	20
4.3 Výpočet pevnosti šasí.....	22
4.4 Vlastní frekvence šasí.....	23
4.5 Zadní osa	24
4.6 Zadní válce	26
4.7 Výpočet pohonu	28
4.7.1 Výpočet řemenového převodu 1	30
4.7.2 Výpočet řemenového převodu 2	31
4.7.3 Výpočet řemenového převodu 3	33
4.7.4 Výpočet převodovky	35
4.7.4.1 Výpočet prvního stupně převodovky	36
4.7.4.2 Výpočet druhého stupně převodovky.....	39
4.7.5 Výpočet spojky pojezdu	42
4.7.6 Výpočet spojky vřetena.....	47
5. Vlastní realizace a provoz sekačky	49
5.1 Žací lišta	49
5.2 Spouštění vřetena	50
5.3 Spouštění pojezdu	51
5.4 Sběr posekané trávy	51
5.5 Rozhrabávání hromádek vytvořených hmyzem.....	52
5.6 Nastavení výšky stříhu	53
6. Závěr.....	54
7. Seznam použité literatury	57

Přílohy:

- č.v.: DP – 00 – 0, Sestava sekačky
- č.v.: DP – 00.02 – 0, Převodovka pojezdu
- č.v.: DP – 00.07 – 0 až DP – 00.11 – 0, Výrobní výkresy řemenic
- č.v.: DP – 00.02.03 – 0 až DP – 00.02.06 – 0, Výrobní výkresy ozubených kol

Seznam použitého značení

c_p	[N/mm]	Tuhost pružiny, která vrací spojkový kroužek pojezdu
c_{pv}	[N/mm]	Tuhost pružiny, která vrací spojkový kroužek vřetena
d_{2ns}	[mm]	Střední průměr napínacího šroubu řemene vřetena
d_h	[mm]	Průměr zadní osy v nebezpečném místě
d_{r11}	[mm]	Průměr hnací řemenice převodu motor - převodovka
d_{r12}	[mm]	Průměr hnané řemenice převodu motor – převodovka
d_{r21}	[mm]	Průměr hnací řemenice převodu převodovka – vřeteno
d_{r22}	[mm]	Průměr hnané řemenice převodu převodovka – vřeteno
d_{r31}	[mm]	Průměr hnací řemenice převodu převodovka – pojezd
d_{r32}	[mm]	Průměr hnané řemenice převodu převodovka – pojezd
d_{sk}	[mm]	Střední průměr spirály spojkového kroužku
d_{skv}	[mm]	Střední průměr spirály spojkového kroužku vřetena
f_k	[-]	Koeficient tření mezi řemenem a duralovou řemenicí
f_{s1}	[Hz]	První vlastní frekvence šasí
f_{ts}	[-]	Koeficient tření na stykové ploše spojky pojezdu
f_{tsv}	[-]	Koeficient tření na stykové ploše spojky vřetena
i_{cp}	[-]	Celkový převodový poměr mezi motorem a pojezdem
i_{cv}	[-]	Celkový převodový poměr mezi motorem a vřetenem
i_p	[-]	Celkový převodový poměr převodovky
$i_{př}$	[-]	Poměr přepákování spouštěcí páky pojezdu
$i_{přv}$	[-]	Poměr přepákování spouštěcí páky vřetena
k_{sh}	[-]	Koeficient statické bezpečnosti zadní osy
k_{sns}	[-]	Koeficient statické bezpečnosti v napínacím šroubu řemene vřetena
l_{p1}	[mm]	Výpočtová délka řemenového převodu motor – převodovka
l_{p2}	[mm]	Výpočtová délka řemenového převodu převodovka – vřeteno
l_{p3}	[mm]	Výpočtová délka řemenového převodu převodovka - pojezd
l_{pl}	[mm]	Dráha, kterou urazí lanko po stisku páky pojezdu
l_{plv}	[mm]	Dráha, kterou urazí lanko po stisku páky vřetena
m	[kg]	Hmotnost sekačky
n_b	[-]	Počet břitů vřetena
n_{mo}	[ot/min]	Optimální otáčky motoru

p_{ka}	[mm]	Axiální posuv spojkového kroužku pojezdu
p_{kav}	[mm]	Axiální posuv spojkového kroužku vřetena
p_s	[střihy/m]	Počet střihů vřetena na jednom metru
p_{Zns}	[MPa]	Měrný tlak v závitech napínacího šroubu řemene vřetena
r_{lk}	[mm]	Poloměr upevnění lanka na spojkovém kroužku
r_{lkv}	[mm]	Poloměr upevnění lanka na spojkovém kroužku vřetena
r_{tp}	[mm]	Střední poloměr třecí plochy spojky pojezdu
r_{tpv}	[mm]	Střední poloměr třecí plochy spojky vřetena
r_v	[mm]	Poloměr zadního válce
s_{sk}	[mm]	Stoupání spirály spojkového kroužku
s_{skv}	[mm]	Stoupání spirály spojkového kroužku vřetena
v_p	[m/s]	Rychlost pojezdu
z_{ns}	[-]	Počet závitů v opěrce napínacího šroubu řemene vřetena
A_1	[mm]	Osová vzdálenost řemenového převodu motor - převodovka
A_2	[mm]	Osová vzdálenost řemenového převodu převodovka - vřeteno
A_3	[mm]	Osová vzdálenost řemenového převodu převodovka - pojezd
F_o	[N]	Osová síla nutná k přenosu krouticího momentu spojkou pojezdu
F_{or1}	[N]	Obvodová síla v řemenu převodu motor – převodovka
F_{or2}	[N]	Obvodová síla v řemenu převodu převodovka – vřeteno
F_{or3}	[N]	Obvodová síla v řemenu převodu motor – převodovka
F_{ov}	[N]	Osová síla nutná k přenosu krouticího momentu spojkou vřetena
F_p	[N]	Síla v pružině, která vrací spojkový kroužek pojezdu
F_{pv}	[N]	Síla v pružině, která vrací spojkový kroužek vřetena
F_{r1}	[N]	Hnací síla na hnací řemenici převodu motor – převodovka
F_{r2}	[N]	Hnací síla na hnací řemenici převodu převodovka – vřeteno
F_{r3}	[N]	Hnací síla na hnací řemenici převodu motor – převodovka
F_{st}	[N]	Síla, kterou musí obsluha působit na páku pojezdu
F_{stc}	[N]	Celková síla, kterou musí obsluha stisknout páku vřetena
F_{stp}	[N]	Celková síla, kterou musí obsluha stisknout páku pojezdu
F_{stv}	[N]	Síla, kterou musí obsluha působit na páku vřetena
F_t	[N]	Třecí síla na plochách spojky
F_{tl}	[N]	Tahová síla v lanku pojezdu
F_{tlv}	[N]	Tahová síla v lanku spouštění vřetena

F_{tv}	[N]	Třecí síla spojky vřetena
H_{ns}	[mm]	Výška závitu napínacího šroubu řemene vřetena
M_h	[Nm]	Hnací moment na zadních válcích
M_{Omax}	[Nm]	Maximální ohybový moment v zadní ose
M_{r1}	[N]	Moment na hnací řemenici převodu motor – převodovka
M_{r2}	[N]	Moment na hnací řemenici převodu převodovka – vřeteno
M_{r3}	[N]	Moment na hnací řemenici převodu motor – převodovka
M_v	[Nm]	Hnací moment vřetena
R_{ax}	[N]	Reakce v bodě A v zadní ose ve směru x
R_{ay}	[N]	Reakce v bodě A v zadní ose ve směru y
R_{by}	[N]	Reakce v bodě B v zadní ose ve směru y
S_{ns}	[mm ²]	Obsah plochy napínacího šroubu řemene vřetena
W_{Ozh}	[mm ³]	Modul odporu materiálu v ohybu
α_1	[rad]	Úhel opásání hnací řemenice převodu motor – převodovka
α_2	[rad]	Úhel opásání hnací řemenice převodu převodovka – vřeteno
α_3	[rad]	Úhel opásání hnací řemenice převodu motor – převodovka
β_k	[-]	Součinitel přidavného působení krutu na šroub
σ_{dh}	[MPa]	Dovolené napětí pro materiál zadní osy
σ_{dns}	[MPa]	Dovolené napětí v napínacím šroubu řemene vřetena
σ_{ns}	[MPa]	Napětí v napínacím šroubu řemene vřetena
$\sigma_{o max}$	[MPa]	Maximální ohybové napětí v zadní ose
$\sigma_{s max}$	[MPa]	Maximální napětí šasí
ψ	[°]	Úhel stoupání spirály spojkového kroužku
ψ_v	[°]	Úhel stoupání spirály spojkového kroužku vřetena

1. Úvod

Cílem této práce je navrhnout vřetenovou sekačku na golfový green. Golfovým greenem se rozumí velmi kvalitně upravený travnatý povrch v okolí jamky na golfovém hřišti. Trávník na greenu se upravuje na výšku 4-7 mm, což klade vysoké nároky na kvalitu použité sekačky. Některá konstrukční řešení, která se běžně používají pro úpravu trávníků, jsou při této výšce dokonce zcela nepoužitelná.

Trávník sekaný na tuto výšku rychle ztrácí odolnost a je náchylný na jakékoliv negativní vlivy. Vyžaduje specifické složení půdy, hnojení, spoustu vody a hlavně kvalitní sekání. Střih travního listu musí být čistý, rovný a bez roztřepení, aby se rychle hojil a trávník neztrácel energii na zacelení rány. Tento požadavek rovněž vyřazuje řadu běžných sekaček, které při sekání třepí travní list a vážně ho poškozují.

Dle zadání bude mít navržená sekačka šířku záběru 400÷500 mm. Tato šířka je optimální pro dobrou ovladatelnost a rozumnou hmotnost sekačky. Hmotnost je jedním ze sledovaných parametrů i proto, že průjezdem sekačky dochází ke zhutnění půdy, což je velmi negativní jev. Zhutněnou půdou neprosakuje voda, nedostává se ke kořenům trávníku a dělá na něm louže nebo na nakloněných plochách stéká mimo plochu greenu. Zavlažování takového greenu je potom naprosto neefektivní.

K dalším požadavkům patří sběr posekané trávy, která nesmí na greenu zůstat, protože by negativně ovlivňovala hru. Ke sběru posekané trávy je nutné zvolit takové řešení, které sběr dovoluje a navrhnout vhodný koš.

Velice specifickým problémem jsou hromádky vytvářené hmyzem. Průjezdem sekačky se takové hromádky zaválcují a vytváří v trávníku malé lysiny. Je vhodné sekačku vybavit zařízením, které tento jev alespoň částečně redukuje.

V neposlední řadě je také vhodné vytvořit pojezdový mechanismus, který ulehčí práci obsluze sekačky a to jak při samotném sekání, tak v dopravě sekačky na green. Proto je důležité, aby bylo možné spustit pojezd i bez spuštění žacího mechanismu.

Všechny tyto požadavky je nutné splnit a vytvořená sekačka je musí respektovat.

1.1 Cíle diplomové práce

Cílem diplomové práce je:

- zpracovat rešerši stávajících sekaček
- volba vhodného typu sekačky a pohonu
- konstrukční návrh a pevnostní výpočty
- výroba a uvedení sekačky do provozu

2. Průzkum trhu

Na trhu je mnoho sekaček s odlišnou konstrukcí a různými typy žacího mechanismu. Jak již ale bylo zmíněno, řada těchto řešení je pro sekání greenů nevhodná. Na výběr je také řada různých pohonů, které by se daly využít. Popis sekaček i pohonů je uveden v této kapitole.

2.1 Sekačky

Jak již bylo zmíněno, některé typy sekaček jsou naprosto nevhodné a není třeba se jimi více zabývat. Patří k nim například bubnová sekačka na obrázku 2.1 nebo lištová sekačka na obrázku 2.2. Tyto jsou určeny pro sekání vysoké trávy, kde nevadí velmi nízká kvalita stříhu. Používají se například pro sekání trávy na seno.



Obr. 2.1 Bubnová sekačka [17]



Obr. 2.2 Lištová sekačka [17]

Z použitelných variant se tak nabízí pouze dvě varianty. Klasická rotační sekačka, která je v našich podmínkách nejrozšířenější a vřetenová sekačka.

Rotační sekačka na obrázku 2.3 pracuje na principu rotujícího nože, který odsekává listy a stébla trávy. Je však vhodná pro sekání na výšku v rozmezí 20÷100 mm. U některých typů lze nastavit i 15 mm, ale i to je pro green pořád příliš. Další negativní vlastností je velký rozvor a rozchod kol, který je závislý na šířce záběru. Čím větší je záběr, tím hůř sekačka kopíruje terén – v prohlubních je tráva vyšší, na vrcholech vln je zase osekána až na půdu. Tyto negativní vlastnosti rovněž vyřazují tento typ sekačky.



Obr. 2.3 Rotační sekačka [18]

Nejlepším řešením pro sekání greenů je vřetenová sekačka viz obr. 2.4, která pracuje na principu rotujícího vřetena, které se skládá z několika břitů (většinou 5 až 12) a pevného protibřitu o který je tráva odstříhována. Pevný břit při sekání poskytuje listu trávy oporu a rotující břity list čistým řezem odstříhnou. Minimální výška sekání jde u některých typů nastavit až na pouhé 2 mm, takže požadovaná výška 4-7 mm je snadno splnitelná. Šířka záběru nemá žádný vliv na rozvor, který je možné udržet velmi krátký a sekačka tak velice dobře kopíruje terén.

Mezi nevýhody vřetenové sekačky patří možnost sekání pouze v jednom směru. Nelze jezdit směrem vzad jako s rotační sekačkou, protože protibřit při jízdě dozadu ohýbá trávu a vřeteno ji neodstříhne. Druhou nevýhodou je nemožnost sekání vyšší trávy. Maximum je z tohoto hlediska 20÷40 mm. Trávník tak nesmí nikdy přerůst a musí být sekán minimálně dvakrát týdně a ideálně každý den. Trávník vyrostе za 24 hodin až o 7 mm. Proto je tento typ sekačky málo používán v běžných domácnostech. Nevýhodou je i vysoká cena a náročná údržba.

Konstrukčně se sekačka liší ve směru výhozu posekané trávy a to buď dopředu nebo dozadu. Podvozek sekačky jde řešit buď pomocí kol nebo válců. Válce mají výhodu v lepším rozložení tlaku na podložku. Kola zase umožňují sekat o něco vyšší travu.



Obr. 2.4 Vřetenová sekačka a válcovým pojezdem [17]

2.2 Pohony sekaček

K pohonu jednoduchých vřetenových sekaček lze využít i ruční pohon viz obr. 2.5. Sekačka je tlačena a rotace kol je přenášena na vřeteno. Tento způsob je však vhodný pouze na menší plochy a občasné sekání. Problém je i výška stříhu, která se pohybuje od 12 do 40 mm a kvalita stříhu. Ta se výrazně snižuje s nižší rychlostí pojezdu.



Obr. 2.5 Ruční vřetenová sekačka a koly [17]

Pro pohon vřetenové sekačky lze využít v podstatě jen dva základní druhy motorů. Elektromotor a spalovací motor. Elektromotor má výhodu ve snadné údržbě, ale velkou nevýhodou je závislost na zdroji elektrické energie. Zvažována byla i verze na bateriové napájení, která by tuto nevýhodu řešila. Bohužel však cena baterií a stejnosměrného motoru je velmi vysoká a výkon motoru není dostatečný, aby zajistil jak pohon vřetena tak pojezd celé sekačky. Levnější varianty motorů používané například v modelářství vyžadují převodovku s velkým převodovým poměrem, protože jejich pracovní otáčky se pohybují okolo 16 000 otáček za minutu.

Spalovací motor je sice náročnější na údržbu (výměny oleje, filtrů atd.) ale cena a výkon motoru jsou velkým kladem. Vřetenové sekačky na trhu jsou vybaveny motory s výkonem od 2,2 po 4,8 kW. Tento výkon je zcela dostatečný jak k pohonu vřetena tak i k pojezdu. Silnější varianty umožní dokonce připojení sedadla a obsluha tak může při sekání sedět. Ceny motorů jsou velmi závislé na značce výrobce. Značkové motory Honda nebo Kawasaki jsou poměrně drahé. Podařilo se však najít i levnější výrobky méně známých firem a tak byl pro pohon sekačky zvolen benzínový motor německé firmy Berlan o výkonu 4,8 kW, který poskytuje dostatečnou výkonovou rezervu za velmi dobrou cenu.

Parametry motoru:

- výkon: 4,8 kW při 3600 ot/min
- krouticí moment: 12 Nm při 2500 ot/min (11 Nm při 2000 ot/min)
- suchá hmotnost: 14,5 kg



Obr. 2.6 Benzínový motor Berlan [19]

3. Koncepce sekačky

U tohoto typu sekačky nelze vytvořit mnoho variant. Základní konstrukce bude vždy podobná. Volit lze prakticky jen podvozek a směr výhozu posekané trávy.

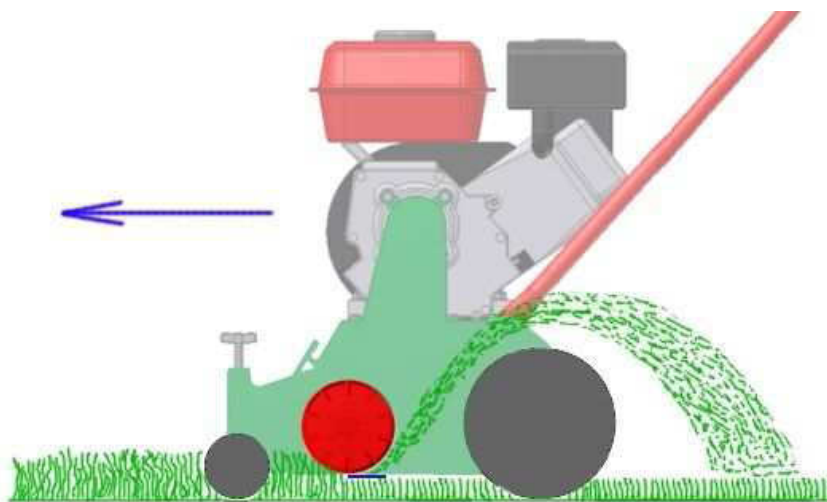
U podvozku se nabízí použití kol nebo válců. Použití kol je vhodné hlavně vepředu, kde se díky nim zvedne maximální výška sečení, protože tráva není slehnutá po průjezdu válce. Kola přinášejí i řadu nevýhod. Špatné rozložení tlaku do podložky, průjezdem kol se tvoří nevzhledné tenké pruhy, ale největší problém je průjezd v nerovném terénu.

Naopak válce všechny neduhy kol řeší a navíc průjezdem válce tráva slehne a vytváří velmi atraktivní pruhy v trávníku, které jsou známé například z fotbalových stadionů. Nevýhodou válců je pouze vyšší hmotnost. Do výsledné varianty byly zvoleny válce.

3.1 Varianta č.1 – výhoz dozadu

Koncepce této varianty je na obrázku 3.1. Už podle názvu je jasné, že odstřižená tráva je vřetenem vyhazována směrem za vřetenem. Toto řešení přináší komplikaci s transportem odsekané trávy do sběracího koše. Otvor pro výhoz musí být po celé šířce vřetena a navíc je prostor za vřetenem blokován zadním válcem. Proto je zadní výhoz možný převážně při použití kol místo válců, kde nic nebrání výhozu. Je možné použít i válec malého průměru, kde je ale problém s průjezdností. Čím menší je průměr zadního válce, tím hůř sekačka prostupuje terénem. Horší nebo dokonce nemožné je pak vybavit sekačku pojezdem.

Výhodou je skladnost takového řešení. Koš je umístěn ve hluchém prostoru mezi sekačkou, rukojetí a nohama obsluhy. Díky tomu je také možné sekačkou dojíždět blízko k překážkám. Lepší je i výhled před sekačku.



Obr. 3.1 Ukázka řešení s výhozem posekané trávy dozadu

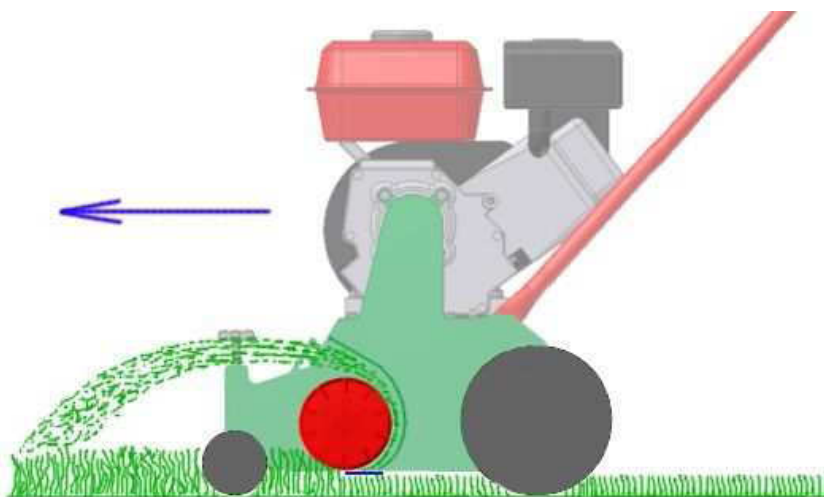
3.2 Varianta č.2 – výhoz dopředu

Koncepce této varianty je na obrázku 3.2. Odstřižená tráva je vyhazována směrem před vřeteno. Toto řešení umožňuje použití zadního válce o velkém průměru. Větší průměr zadního válce dovoluje lepší manévrování a lepší průjezdnost v nerovném terénu.

Konstrukčně je takové řešení jednoduché, protože jediným požadavkem je vytvoření krytu okolo vřetena, který pomáhá vytvořit proud vzduchu vhánějící odstřiženou travu do sběracího koše. Použití koše je u této varianty nevyhnutelné, protože odstřižená tráva by byla vřetenem znovu a znovu nabírána.

Nevýhodou je právě nutnost umístit sběrací koš na přední část sekačky. Kvůli koši pak nelze dojíždět k překážkám a zhoršený je i výhled před sekačku.

Přesto jednoduchost tohoto řešení a hlavně možnost použití zadního válce o větším průměru stálo za volbou tohoto řešení. Díky motoru s dostatečným výkonem je možné vybavit sekačku i vlastním pojezdem.



Obr. 3.2 Ukázka řešení s výhozem posekané trávy dopředu
(řešení použité v diplomové práci)

4. Pevnostní výpočty navrženého řešení

Pro pevnostní výpočty byly vytipovány základní části sekačky, u kterých se dá očekávat zvýšené namáhání nebo části, jejichž hmotnost byla optimalizována. Mezi takové části patří například šasí nebo zadní válec, kde byla hmotnost snižována na minimum a současně byla prováděna kontrola pevnosti a výpočet vlastní frekvence pomocí MKP.

Vlastní frekvence základních dílů je velmi důležitá hodnota, protože tenké díly s nízkou vlastní frekvencí by mohly rezonovat a zvyšovat hlučnost sekačky.

Pevnostní výpočty se dále týkají všech dílů pohonu sekačky se zaměřením na řemenové převody, převodovku a spojku pojezdového mechanismu a spojku spouštění vřetena.

Některé díly sekačky nebyly pevnostně kontrolovány buď z důvodu malého předpokládaného zatížení (například osa předního válce) nebo z důvodu velmi složitého určení zatížení. Toto se týká například vřetena sekačky, kde je složité určit směr a velikost zatížení vřetena. Vřeteno bylo navrženo a testováno ve třech variantách s různými tloušťkami plechů lišt a nosných kotoučů. Výsledná varianta je funkční s relativně nízkou hmotností a je v provozu bez známek poruchy i po řadě testovacích hodin provozu.

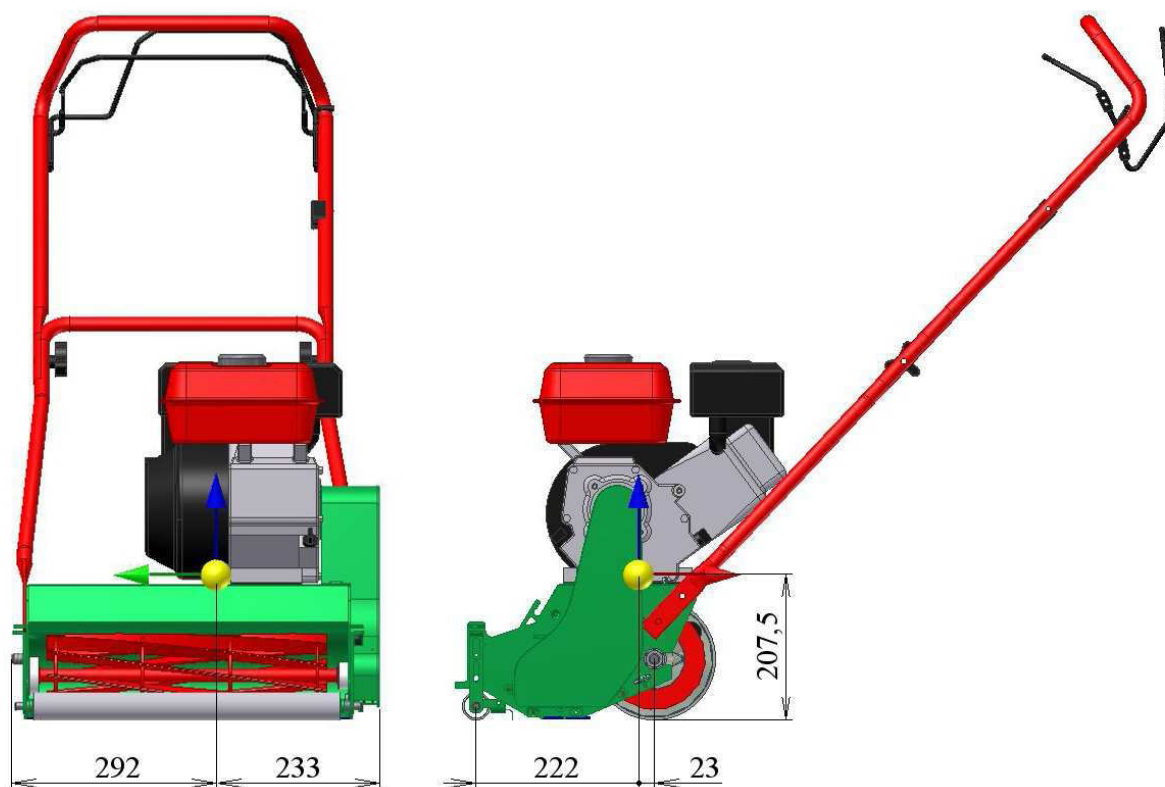
4.1 Hmotnost a poloha těžiště sekačky

Nejprve je nutné celou sekačku hrubě navrhnout, určit její hmotnost a polohu těžiště. Z těchto informací je pak možné dále vycházet. U předběžné konstrukce sekačky byly využity zkušenosti s podobnou sekačkou poháněnou elektromotorem, která byla již dříve vyrobena. Po předběžných výpočtech potřebného výkonu pro pohon vřetena a pojezd sekačky byl vybrán vhodný benzínový motor a byl sestaven 3D model celé sekačky.

Hmotnost sekačky bez náplní pak atakuje povolenou hranici 48 kg stanovenou zadáním. Výsledná hmotnost sekačky bez náplní a bez koše je $m=47,4$ kg. Vyšší hmotnost je způsobena použitím celokovového šasí a všech dalších dílů z kovu. Zatížení na podložku je rozloženo přes velkou plochu válce a tak nemá negativní vliv na trávník a použití oceli místo plastů zvyšuje odolnost celého stroje. Sekačka byla navíc konstruována s jednoznačným cílem ji také sestavit a používat. Použití plastů by pak bylo komplikované, protože k výrobě a tvarování plastových dílců nebyla vhodná technologie. Při kusové výrobě by navíc nebylo možné dosáhnout ani dobré ceny.

Polohu těžiště je vhodné směřovat nad zadní válec, aby se většina hmotnosti přenášela na podložku přes něj. Důvody k tomuto jsou dva. Čím blíže je těžiště u zadního válce, tím lehčí je manévrování se sekačkou. Druhým důvodem je, že vysoké zatížení předního válce by způsobilo slehnutí trávy dříve, než bude vřetenem odštížena.

Ideálním rozložením se z těchto hledisek ukázal poměr přibližně 1 : 9. Přední válec je pak využít správně jen pro udržení konstantní výšky sečení a kopírování terénu a pouze minimálně ohýbá trávník před vřetenem. Poloha těžiště je na obrázku 4.1.



Obr. 4.1 Poloha těžiště sekačky

4.2 Výpočet zatížení sekačky

Pro výpočet zatížení sekačky je důležité stanovit sklon terénu, do kterého bude sekačka schopna sama díky vlastnímu pojezdu vyjet. Tento úhel byl stanoven na 10° což by mělo být dostatečné pro drtivou většinu greenů. V případě většího sklonu už začne prokluzovat spojka a obsluha musí sekačku tlačit vlastní silou. Rozklad sil působících na sekačku je na obrázku 4.2. V podstatě jediným zatížením celé sekačky je její vlastní hmotnost. Pojezdový mechanismus je pak ovlivněn ještě odporem proti valení.

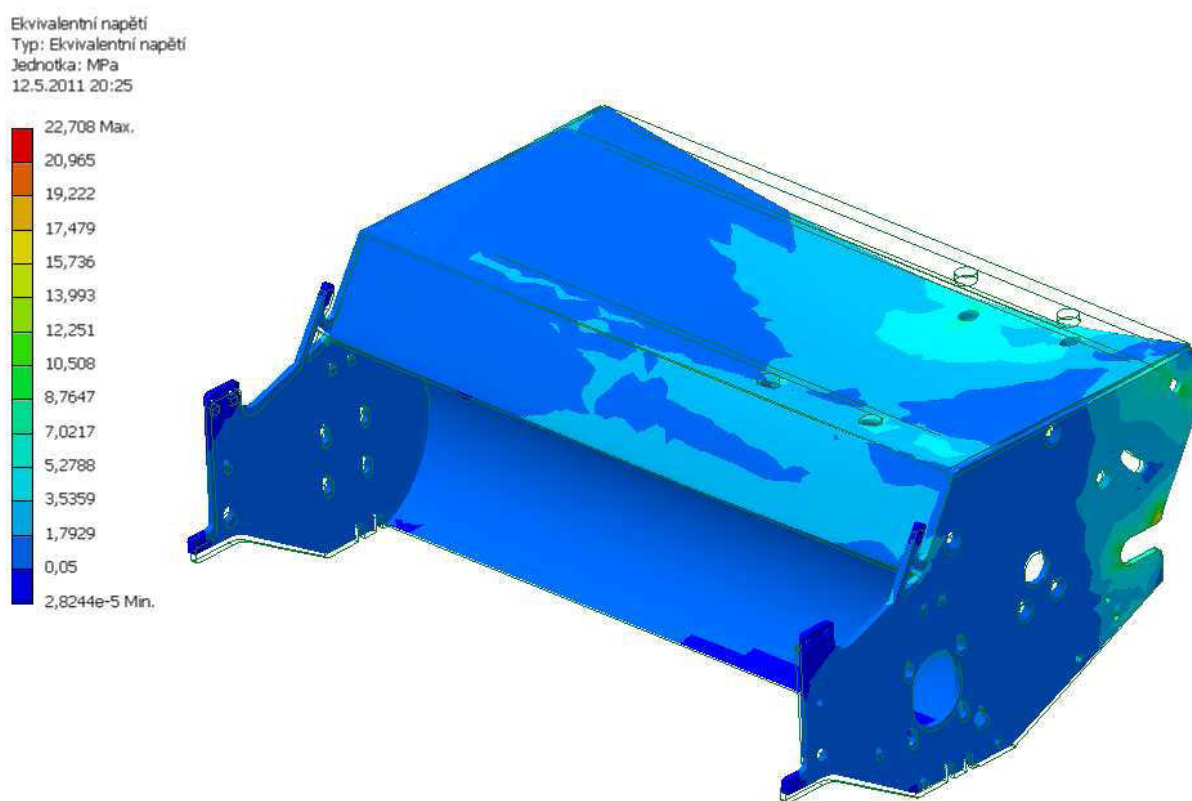
4.3 Výpočet pevnosti šasí

Pevnost šasí byla vypočtena metodou konečných prvků pomocí programu Autodesk Inventor 2008. Výsledek výpočtu je na obrázku 4.3. Sestavení výpočtového modelu je velmi složité, protože zjistit přesně všechny síly působící na šasí je bez měření nemožné. Snahou bylo zavést do modelu všechny známé síly, aby byl výsledek co možná nejpresnější.

Do modelu tak byla vnesena hmotnost motoru a napínací síly řemenů. Pro umístění podpor byly vybrány drážky uložení zadní osy.

Jak je patrné z výsledku, je maximální ekvivalentní napětí $\sigma_{\text{smax}} = 22,7 \text{ Mpa}$. Tato hodnota je poměrně nízká a navíc se nejvyšší napětí vyskytuje v rohu modelu, což může ukazovat na singularitu. Šasí sekačky tedy pevnostně bezpečně vyhovuje.

Šasí bylo na základě tohoto výpočtu částečně odlehčeno. Původně navržené šasí mělo hmotnost 8,94 kg. Výsledná hmotnost po optimalizaci je 6,59 kg. Důvodem proč nebylo šasí ještě dále odlehčeno i přes nízké napětí je vlastní frekvence šasí. Výpočet vlastní frekvence je uveden v kapitole 4.4.



Obr. 4.3 Průběh napětí v šasí sekačky

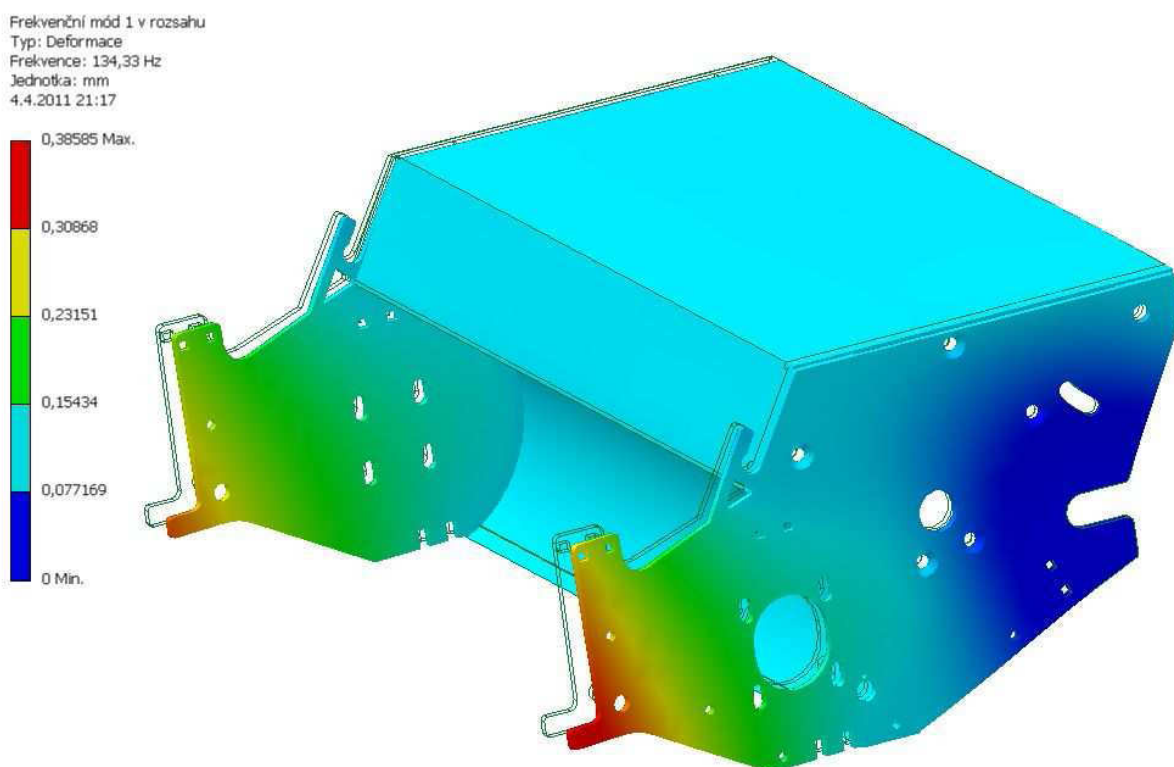
4.4 Vlastní frekvence šasí

Vlastní frekvence šasí byla vypočtena metodou konečných prvků pomocí programu Autodesk Inventor 2008. Je důležité zaměřit se na kritické frekvence - například otáčky motoru. Šasí musí být pevné a nesmí při sekání rezonovat a zvyšovat hlučnost sekačky. U takto složitých tvarů není možné vypočítat vlastní frekvenci jinak než pomocí MKP.

Výsledek výpočtu je na obrázku 4.4. Hodnota první vlastní frekvence je $f_{s1} = 134,3 \text{ Hz}$. V modelu ale není zaneseno částečné zpevnění po dotažení předního válce, což tuto hodnotu ještě o něco zvýší. Výsledky vyšších harmonických frekvencí jsou uvedeny v tabulce 4.1.

1. vlastní f	2. vlastní f	3. vlastní f	4. vlastní f	5. vlastní f	6. vlastní f
134,3 Hz	188,1 Hz	211,2 Hz	216,2 Hz	284,3 Hz	330,7 Hz

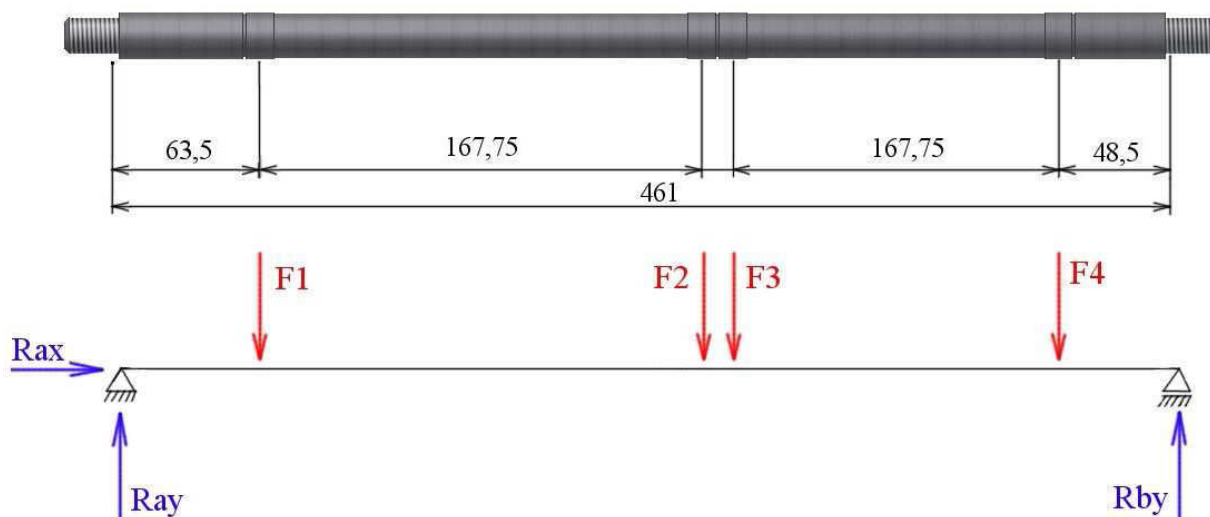
Tab. 4.1 Hodnoty vlastních frekvencí šasí



Obr. 4.4 1. Vlastní frekvence šasí

4.5 Zadní osa

Výpočet zadní osy byl proveden analyticky. Zadní osa je uložena na dvou podporách, zatížená přes čtyři ložiska zadních válců. Zatížení od spojky bylo zanedbáno. Rozklad sil je patrný na obrázku 4.5.



Obr. 4.5 Rozložení sil na zadní ose

Výpočet reakcí v zadní ose:

$$\sum F_x = 0 = R_{ax} \quad (4.3)$$

Z toho vyplývá

$$R_{ax} = 0 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 = R_{ay} + R_{by} - F_1 - F_2 - F_3 - F_4 \quad (4.4)$$

Síly F_1 až F_4 jsou síly přenášené ze zadních válců přes ložiska na osu. Předpoklad je, že osa musí udržet zátěž celé sekačky včetně náplní, koše a jeho obsahu. Druhým předpokladem je, že celé zatížení bude přeneseno rovnoměrně. Tedy $F_1 = F_2 = F_3 = F_4$. Zatížení bylo stanoveno na 700 N, což zahrnuje výše uvedené položky a síla přenášená přes jedno ložisko je rovna 175 N. Potom platí:

$$R_{ay} + R_{by} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 = 700 \text{ N}$$

Další rovnice je sestavena z momentové rovnováhy.

$$\sum M_a = 0 = F_1 \cdot 63,5 + F_2 \cdot 231,25 + F_3 \cdot 244,75 + F_4 \cdot 412,5 - R_{by} \cdot 461$$

Z toho vyplývá:

$$R_{by} = \frac{F_1 \cdot 63,5 + F_2 \cdot 231,25 + F_3 \cdot 244,75 + F_4 \cdot 412,5}{461}$$

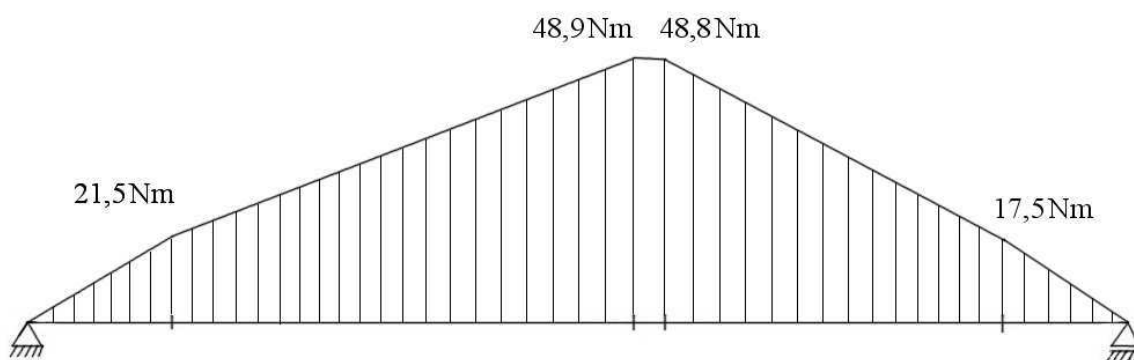
$$R_{by} = \frac{175 \cdot 63,5 + 175 \cdot 231,25 + 175 \cdot 244,75 + 175 \cdot 412,5}{461}$$

$$R_{by} = 361,4 \text{ N}$$

Potom reakce v bodě A:

$$R_{ay} = 700 - R_{by} = 700 - 361,4 = 338,6 \text{ N}$$

Průběh ohybového momentu v zadní ose je na obrázku 4.6.



Obr. 4.6 Průběh ohybového momentu v zadní ose

Kritické místo je přibližně uprostřed zadní osy, kde je ohybový moment největší $M_{o_{max}} = 48,9 \text{ Nm}$. V tomto místě je plocha pro ložisko 6004 s vnitřním průměrem podle [15] 20 mm a tedy i průměr zadní osy v tomto místě $d_h = 20 \text{ mm}$. Napětí je pak rovno:

$$\sigma_{o_{max}} = \frac{M_{o_{max}}}{W_{o_{zh}}} = \frac{M_{o_{max}} \cdot 32}{\pi \cdot d_h^3} = \frac{48,9 \cdot 32}{3,14 \cdot 0,02^3} = 62,3 \text{ MPa} \quad (4.5)$$

Mez kluzu běžné oceli 11 373 je podle [4] $\sigma_{dh} = 186 \text{ MPa}$. Potom koeficient statické bezpečnosti zadní osy je:

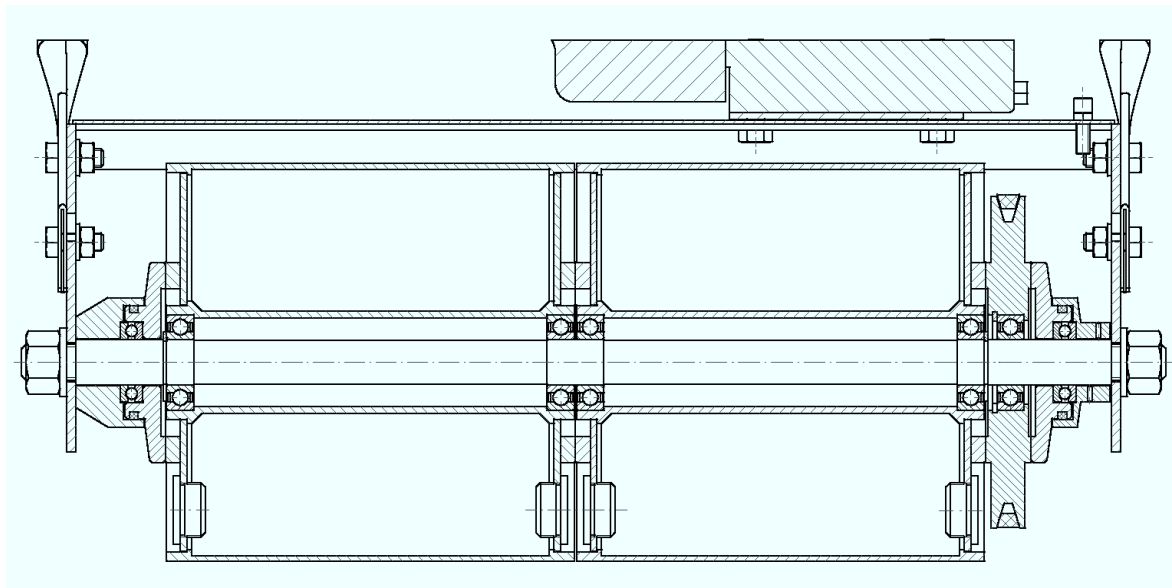
$$k_{sh} = \frac{\sigma_{dh}}{\sigma_{o_{max}}} = \frac{186}{62,3} = 2,986 \quad (4.6)$$

Zadní osa tedy pevnostně vyhovuje.

4.6 Zadní válece

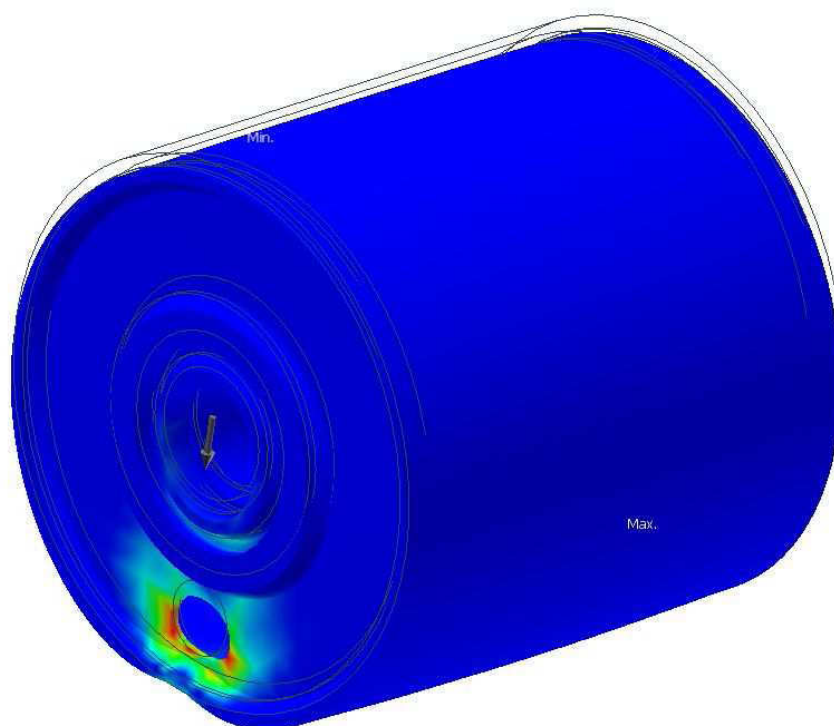
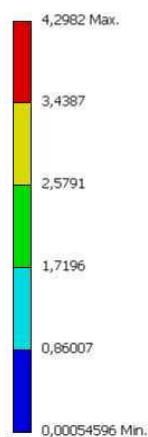
Zadní válec je rozdělen na dva menší válce, což dává sekačce výborné vlastnosti při manévrování. Zadní válce byly optimalizovány pomocí metody konečných prvků. Cílem bylo redukovat hmotnost samotných válců při zachování pevnosti. Válce byly navrženy jako svařence s vnitřním prostorem. Tento prostor je možné vyplnit vodou nebo pískem a zvýšit tak hmotnost sekačky je-li to nutné. Zadní válec vytváří v trávniku efektní pruhy a zároveň rovná podkladovou zeminu. Čím těžší je sekačka, tím zřetelnější jsou pruhy v trávniku. Pokud je ale trávník podmáčený, sekačka se boří a vyšší hmotnost je naopak nevýhoda. Proto je vhodné řešení umožnit plnění válců a zvýšení hmotnosti v rozmezí 0÷13 kg.

Výsledkem optimalizace je válec na obrázku 4.7. Původní navržená hmotnost jednoho válce byla 8,12 kg. Po optimalizaci je výsledná hmotnost válce rovné 4,0 kg. Pevnostní výpočet byl proveden pomocí MKP v programu Autodesk Inventor 2008. Výsledky tohoto výpočtu jsou na obrázku 4.8. Výsledné napětí není nikterak vysoké a důvod proč nebyl válec dále odlehčen je vlastní frekvence válce. Výpočet vlastní frekvence byl opět proveden pomocí MKP a výsledek je na obrázku 4.9.



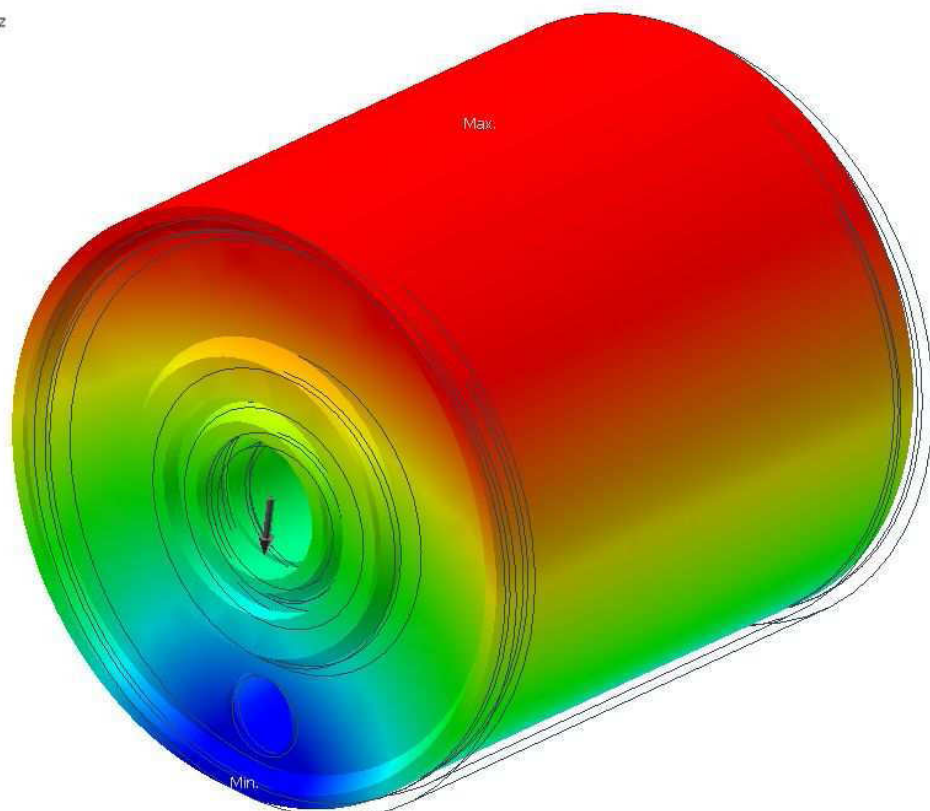
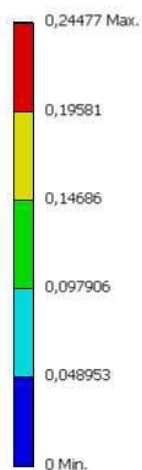
Obr. 4.7 Řez zadním válcem

Ekvivalentní napětí
 Typ: Ekvivalentní napětí
 Jednotka: MPa
 4.4.2011 10:30



Obr. 4.8 Průběh napětí v zadním válci

Frekvenční mód 1 v rozsahu
 Typ: Deformace
 Frekvence: 178,97 Hz
 Jednotka: mm
 4.4.2011 11:32



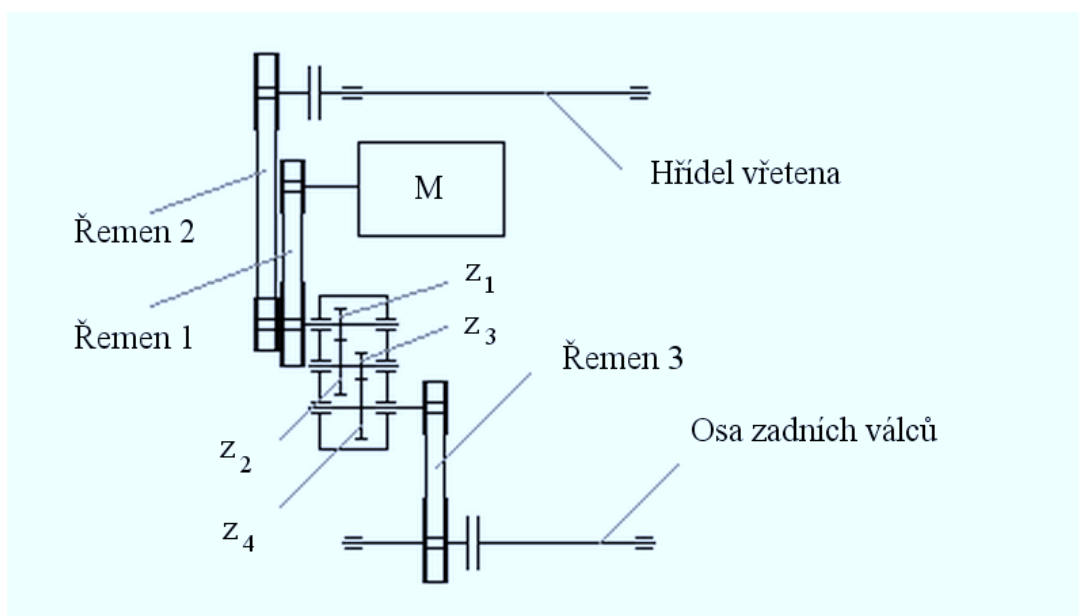
Obr. 4.9 Vlastní frekvence válce

4.7 Výpočet pohonu

Pohon sekačky je zajištěn pomocí benzínového motoru Berlan s výkonem 4,8 kW. Tento byl zvolen hlavně pro svou výhodnou cenu. V následujících kapitolách je po výpočtu potřebného výkonu jasné, že je výkonnostně velmi předimenzován. Paradoxně je však levnější než většina motorů zavedených výrobci, které mají i poloviční objem válce a poloviční výkon. Pro srovnání například hobby motor Honda GC 135 s výkonem 2,7 kW stojí v průměru 7 500 Kč. Motor Berlan stojí 2 700 Kč.

Schéma pohonu je na obrázku 4.10. Z motoru je výkon přenášen řemenovým převodem na dvojitou řemenici, která je přímo nasazena na vstupní hřídel převodovky pojezdu. Z výstupu převodovky je přes druhý řemenový převod přenášen výkon na zadní válce. Aby bylo možné spouštět pojezd válců, je mezi řemenicí a válcí spojka ovládaná ruční pákou na rukojeti.

Z dvoustupňové řemenice je dalším řemenovým převodem poháněno vřetené. Opět je mezi řemenicí a vřetenem umístěna spojka, ovládaná pákou na rukojeti. Toto je nutné z důvodu bezpečnosti, aby se vřetené nemohlo roztočit dokud obsluha nemá ruce na rukojeti. V takovém případě není nutné vypínat motor například při vysypávání koše. Toto šetří námahu obsluhy a nepatrně i snižuje spotřebu paliva. V žádném případě však není dovoleno provádět jakékoliv operace v prostoru vřetené při nastartovaném motoru. Jakákoliv servisní činnost, například čištění nebo seřízení vřetené, musí být prováděna při zhasnutém motoru a odpojené svíčke.



Obr. 4.10 Schéma pohonu sekačky

Pro jasnější přehled o pohonu jsou v tabulce 4.2 uvedeny všechny základní parametry pohonu – například převodové poměry, účinnosti, vstupní otáčky a krouticí momenty. Všechny výpočty zatížení byly odvozeny od dříve vypočteného hnacího momentu a od hnacího momentu vřetena, který byl určen ze zkušeností s předchozím modelem.

Motor je ideálně nastaven na 2000 otáček za minutu. Při těchto otáčkách dává motor výkon 2,8 kW a krouticí moment 11 Nm. Toto jsou zcela dostatečné hodnoty a není nutné motor vytáčet. I spotřeba je při těchto otáčkách velmi dobrá.

Důležitým parametrem je také počet stříhů na metr. To znamená kolikrát je na jednom metru délky stříhnuta tráva. Ideálním počtem je u greenových sekaček 150 - 200 stříhů na metr. Tento parametr je závislý na rychlosti pojezdu a otáčkách vřetena.

Posledním důležitým parametrem pohonu je již zmíněná rychlost pojezdu. Ta se pohybuje u většiny sekaček na trhu od 2,5 až po 8 km/h. Pro sekání greenu je vhodnější nižší rychlost a zvolena byla rychlost 3 km/h což odpovídá pomalejší chůzi.

Převod	Vstupní otáčky	Převodový poměr	Vstupní moment	Výstupní moment	Účinnost
Motor - dvoj. řemenice	2000 ot/min	1:2,000	M_n 3,5 Nm	M_m 6,6 Nm	0,950
Převodovka - vřeteno	1000 ot/min	1:1,268	M_r 5,0 Nm	M_v 6,1 Nm	0,950
Převodovka (celkově)	1000 ot/min	1:3,928	M_{r1} 1,6 Nm	M_{r3} 5,8 Nm	0,922
Převodovka (1.stupeň)	1000 ot/min	1:2,292	M_{r1} 1,6 Nm	M_{r2} 3,5 Nm	0,951
Převodovka (2.stupeň)	436,3 ot/min	1:1,714	M_{r2} 3,5 Nm	M_{r3} 5,8 Nm	0,970
Převodovka - pojezd	254,6 ot/min	1:2,800	M_{r3} 5,8 Nm	M_h 15,5 Nm	0,950
Motor - vřeteno	2000 ot/min	1:2,536	M_k 2,6 Nm	M_v 6,1 Nm	0,903
Motor - pojezd	2000 ot/min	1:21,997	M_p 0,9 Nm	M_h 15,5 Nm	0,832

Tab. 4.2 Základní parametry pohonu

Z tabulky 4.1 lze vypočítat zbylé důležité parametry. Rychlost pojezdu při optimálních otáčkách motoru $n_{mo} = 2000$ ot/min, celkovém převodovém poměru pojezdu $i_{cp} = 21,997$ a poloměru zadního válce r_v :

$$v_p = \frac{n_{mo} \cdot 2\pi \cdot r_v}{60 \cdot i_{cp}} = \frac{2000 \cdot 2\pi \cdot 0,0875}{60 \cdot 21,997} = 0,833 \text{ m/s} = 2,999 \text{ km/h} \quad (4.7)$$

Poslední parametr - počet stříhů na 1 metr pro vřeteno s deseti břity:

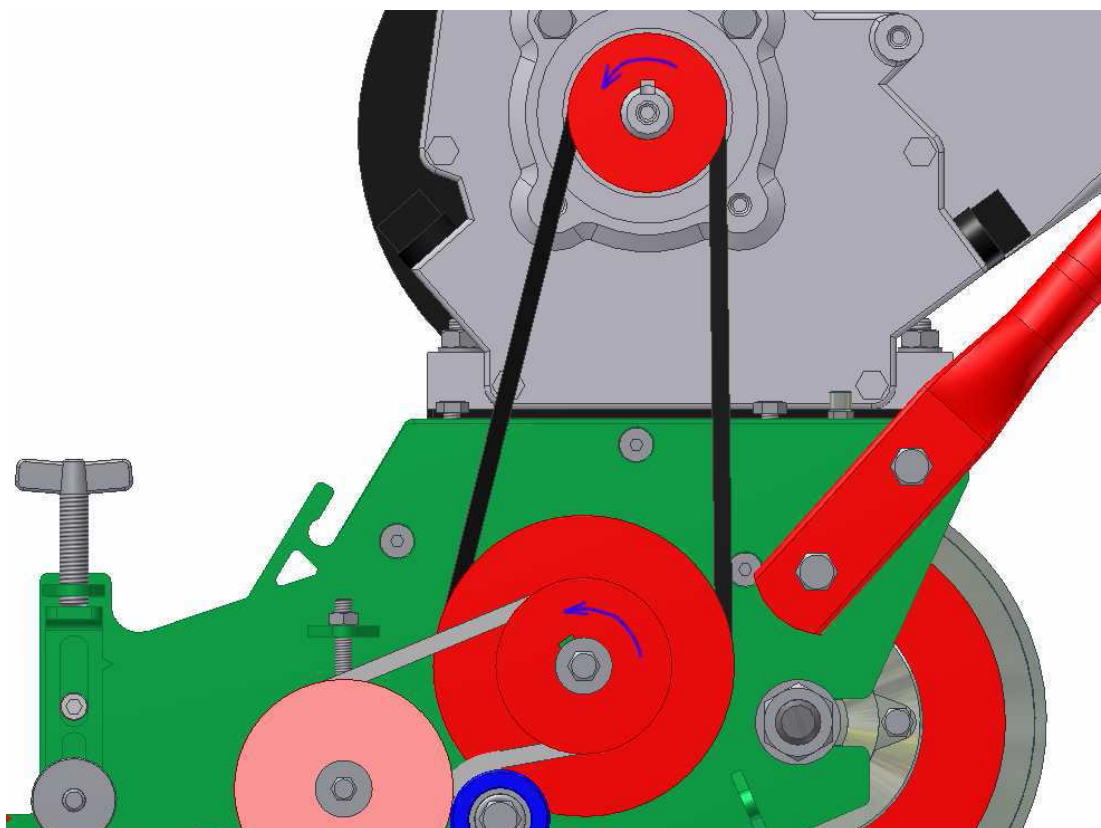
$$p_s = \frac{n_{mo} \cdot n_b}{60 \cdot i_{cv} \cdot v_p} = \frac{2000 \cdot 10}{60 \cdot 2,536 \cdot 0,833} = 157,8 \text{ stříhů/m} \quad (4.8)$$

4.7.1 Výpočet řemenového převodu 1

Všechny řemenové převody použité na sekačce mají tak krátké osové vzdálenosti, že nelze využít žádnou jinou velikost klasického řemene než je velikost Z. I řemenice musí mít velmi malé průměry a proto nelze použít jiný průřez. V úvahu připadly i řemeny s úzkým průřezem nebo různé speciální řemeny. Problémem ale bylo takové řemeny koupit v požadovaných délkách. Řemen s průřezem Z je levný a je nabízen v širokém spektru délek již od 400 mm a proto byl zvolen pro všechny tři převody.

Osové vzdálenosti převodů byly navrženy graficky a musely být sladěny do funkčního celku tak, aby všechny tři převody bylo možno realizovat řemenem s délkou, která je v nabídce některého z výrobců. Najít vyhovující řešení znamenalo řadu pokusů a úprav na modelu. Pevnostní výpočty jsou pak zaměřeny jen na výpočet napínací síly.

První řemenový převod je mezi motorem a dvojitou řemenicí nasazenou přímo na hřídeli převodovky. Tato pak pohání převodovku pojezdu a zároveň vřeteno. Tento řemenový převod je na obrázku 4.11.



Obr. 4.11 Řemenový převod motor – převodovka

Průměr hnací řemenice byl zvolen $d_{r11} = 50$ mm. Tento je menší, než doporučuje vysokoškolská příručka [12]. Řemen bude více namáhán a jeho životnost bude nižší. Ale vzhledem k nižšímu přenášenému výkonu je možné takto malý průměr použít. Navíc by nebylo možné dosáhnout požadovaného převodového poměru, kdyby byl průměr hnací řemenice větší.

Průměr hnané řemenice je pak $d_{r12} = 100$ mm, aby bylo dosaženo požadovaného převodového poměru 1:2. Napínání řemene se provádí jednoduše vložením podložek mezi motor a šasí. Grafickou metodou byla určena osová vzdálenost $A_1 = 196$ mm. Z této osové vzdálenosti a z průměrů řemenic vychází výpočtová délka řemene $l_{p1} = 630$ mm.

Potřebná obvodová síla v řemenu se spočte podle vzorce dle [12]:

$$F_{or1} = k \frac{F_{r1}}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \alpha_1} + 1}{e^{f_k \cdot \alpha_1} - 1} = 1,4 \frac{140}{2} \cdot \frac{e^{0,22 \cdot 2,899} + 1}{e^{0,22 \cdot 2,899} - 1} = 317,7 \text{ N} \quad (4.9)$$

kde k je koeficient bezpečnosti prokluzu klínového řemene volený z rozsahu $1,3 \div 1,6$.

α_1 je úhel opásání hnací řemenice $\alpha_1 = 2,899$ rad, který byl změřen na 3D modelu.

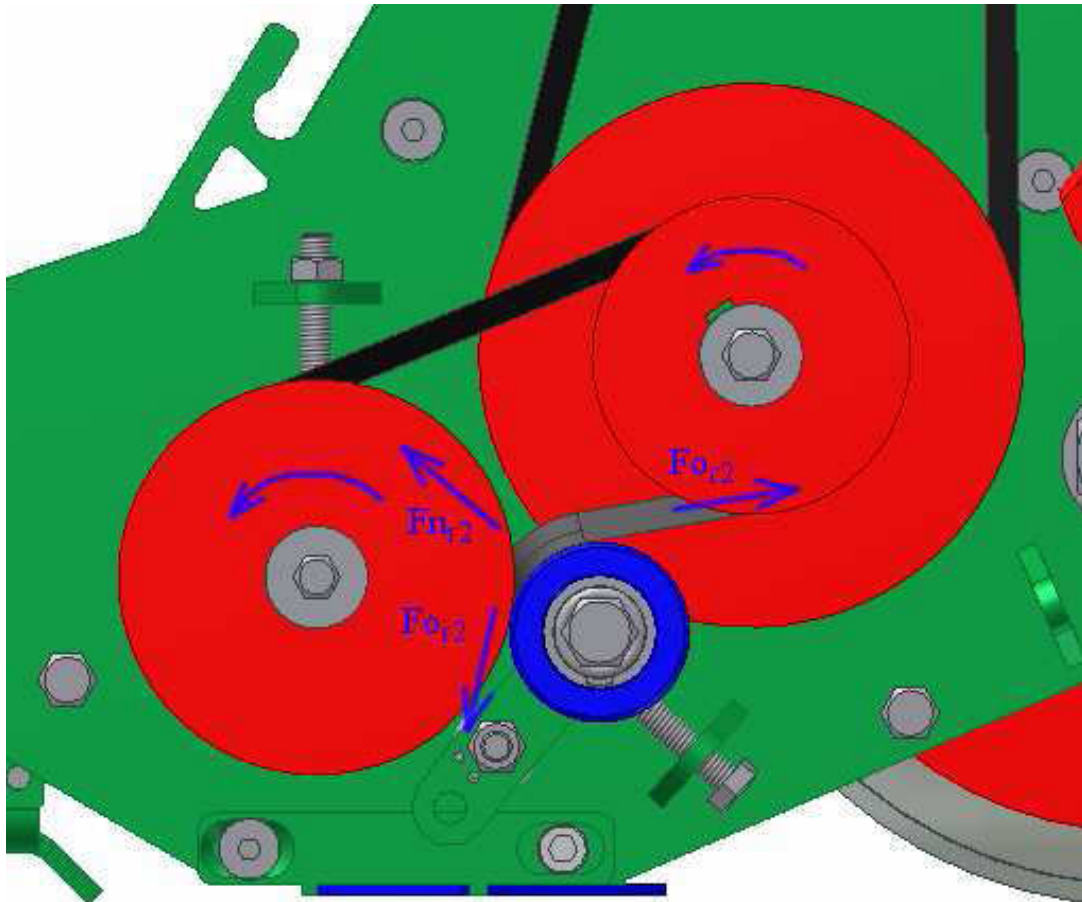
f_k je koeficient tření mezi řemenem a řemenicí $f_k = 0,22$ – voleno dle [9] a [12] s přihlédnutím k velmi reálné možnosti, že řemenový převod bude pracovat ve vlhku, například při sekání po dešti. F_{r1} je hnací síla vypočtená ze vztahu:

$$F_{r1} = \frac{2 \cdot M_{r1}}{d_{r11}} = \frac{2 \cdot 3,5}{0,05} = 140 \text{ N} \quad (4.10)$$

Jak již ale bylo zmíněno, nepočítá se u tohoto převodu s žádným napínacím mechanismem a napínání bude prováděno pomocí vsunování podložek mezi motor a šasí. Toto se v praxi i osvědčilo a řemenový převod bez problémů funguje i bez zbytečného mechanismu, který by mohl být potencionální příčinou problému. U zbylých dvou řemenových převodů se ale bez napínání nedá obejít.

4.7.2 Výpočet řemenového převodu 2

Druhý řemenový převod je mezi řemenicí převodovky a řemenicí vřetena. U vřetena je velmi obtížné určit potřebný krouticí moment, protože bez experimentu nelze stanovit potřebnou střížnou sílu. Její přibližné určení vychází ze staršího modelu sekačky, vyrobeného dříve. Pro optimální pohon vřetena je potřebný výkon přibližně 500 wattů, což při přepočtu znamená krouticí moment $M_v = 6,1$ Nm. Jelikož nejde měnit osovou vzdálenost $A_2 = 95$ mm, která je fixní vzhledem k uložení vřetena a převodovky, je nutné řemen napínat pomocí napínacího mechanismu. Výsledný vzhled tohoto převodu je na obrázku 4.12.



Obr. 4.12 Řemenový převod převodovka – vřeteno

Průměry řemenic byly voleny tak, aby bylo dosaženo požadovaného převodového poměru. Průměr hnací řemenice je $d_{r21} = 56$ mm a průměr hnané řemenice $d_{r22} = 71$ mm.

Napínání se provádí pomocí páky, na které je namontována kladka. Tato napíná řemen jak je patrné z obrázku. Páka je do správné polohy tlačena pomocí šroubu. Potřebná napínací síla je pak vypočtena níže. Toto napínání výrazně ohýbá řemen a snižuje tak jeho životnost. Přenášená síla je ale poměrně malá a cena řemenu velmi nízká, takže jeho výměna je velmi levnou záležitostí.

Potřebná obvodová síla v řemenu se spočte podle vzorce dle [12]:

$$F_{or2} = k \frac{F_{r2}}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \alpha_2} + 1}{e^{f_k \cdot \alpha_2} - 1} = 1,4 \frac{178,6}{2} \cdot \frac{e^{0,22 \cdot 3,359} + 1}{e^{0,22 \cdot 3,359} - 1} = 353,6 \text{ N} \quad (4.11)$$

Úhel opásání malé řemenice $\alpha_2 = 3,359$ rad, který byl změřen na 3D modelu.

Hnací síla F_{r2} :

$$F_{r2} = \frac{2 \cdot M_{r2}}{d_{r21}} = \frac{2 \cdot 5,0}{0,056} = 178,6 \text{ N} \quad (4.12)$$

Potřebná napínací síla je výslednicí obvodových sil působících v řemenu. Jelikož mezi silami je prakticky přesně úhel 120° , pak tvoří síly rovnostranný trojúhelník. Z toho vyplývá, že napínací síla je přesně stejná jako síla obvodová.

$$F_{nr2} = F_{or2} = 353,6 \text{ N}$$

Kontrola napětí v napínacím šroubu M6x30 třídy 8.8 je spočtena zjednodušeně:

$$\sigma_{ns} = \frac{F_{nr2}}{S_{ns}} \cdot \beta_k = \frac{353,6}{\frac{\pi \cdot 4,773^2}{4}} \cdot 1,4 = 27,7 \text{ MPa} \quad (4.13)$$

β_k je součinitel zatížení krutu volený podle [2]. Je použit pro zjednodušení, aby nebylo třeba počítat přesně třecí moment v závitech a přesné zatížení šroubu od krutu. Výsledek ani s tímto zjednodušením nebude nikterak odlišný. Statická bezpečnost je i tak k mezi kluzu velmi vysoká:

$$k_{Sns} = \frac{\sigma_{dns}}{\sigma_{ns}} = \frac{640}{27,7} = 23,105 \quad (4.14)$$

Nižší bezpečnost je u kontroly měrného tlaku v závitech, protože opěra šroubu je nízká, pouze 4 mm. Závit M6 má stoupání 1 mm a tak vychází pouze 4 závity. Tlak v závitech:

$$p_{Zns} = \frac{F_{nr2}}{\pi \cdot d_{2ns} \cdot H_{ns} \cdot z_{ns}} = \frac{353,6}{\pi \cdot 5,35 \cdot 0,6135 \cdot 4} = 8,6 \text{ MPa} \quad (4.15)$$

Dovolený tlak v závitech u ocelové matice je podle [2] 20 MPa. Napínací šroub tedy vyhovuje.

4.7.3 Výpočet řemenového převodu 3

Třetí řemenový převod je mezi výstupní řemenicí převodovky a řemenicí pojezdu. U tohoto řemenového převodu bylo třeba přidat napínání, které v původním návrhu nebylo, ale v praxi se ukázalo jako nezbytné. Tento řemenový převod je namáhán mnohem více než první dva a navíc úhel opásání na hnací řemenici je menší a bez správně napnutého řemene docházelo k prokluzu. Rozklad sil v tomto řemenovém převodu je na obrázku 4.13.

Průměry řemenic byly voleny tak, aby bylo dosaženo požadovaného převodového poměru. Průměr hnací řemenice je $d_{r31} = 50 \text{ mm}$ a průměr hnané řemenice $d_{r32} = 140 \text{ mm}$.

Napínání se provádí pomocí šroubu umístěného v pevném kroužku spojky pojezdu a přes podložku opřenou o šasí je celá zadní osa posouvána utahováním matice. Síla v tomto šroubu je závislá na obvodové síle v řemenu.

Potřebná obvodová síla v řemenu se spočte podle vzorce dle [12]:

$$F_{or3} = k \frac{F_{r3}}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \alpha_3} + 1}{e^{f_k \cdot \alpha_3} - 1} = 1,4 \frac{232}{2} \cdot \frac{e^{0,22 \cdot 2,373} + 1}{e^{0,22 \cdot 2,373} - 1} = 636,2 \text{ N} \quad (4.16)$$

Úhel opásání malé řemenice $\alpha_2 = 2,373$ rad, který byl změřen na 3D modelu.

Hnací síla F_{r3} :

$$F_{r3} = \frac{2 \cdot M_{r3}}{d_{r31}} = \frac{2 \cdot 5,8}{0,050} = 232 \text{ N} \quad (4.17)$$

Potřebná napínací síla je výslednicí obvodových sil působících v řemenu a v tomto případě navíc působí nesymetricky. Pro rovnováhu sil je třeba sečíst kosinové složky obvodových sil. Pokud nazveme vodorovnou složku jako složku v ose X, potom svislou složku potřebné síly v ose Y zachytí uložení zadní osy v šasí. Z grafického rozložení úhlů mezi silami pak vychází napínací síla:

$$F_{nr3} = F_{or3} \cdot (\cos 10^\circ + \cos 55^\circ) = 991,4 \text{ N} \quad (4.18)$$

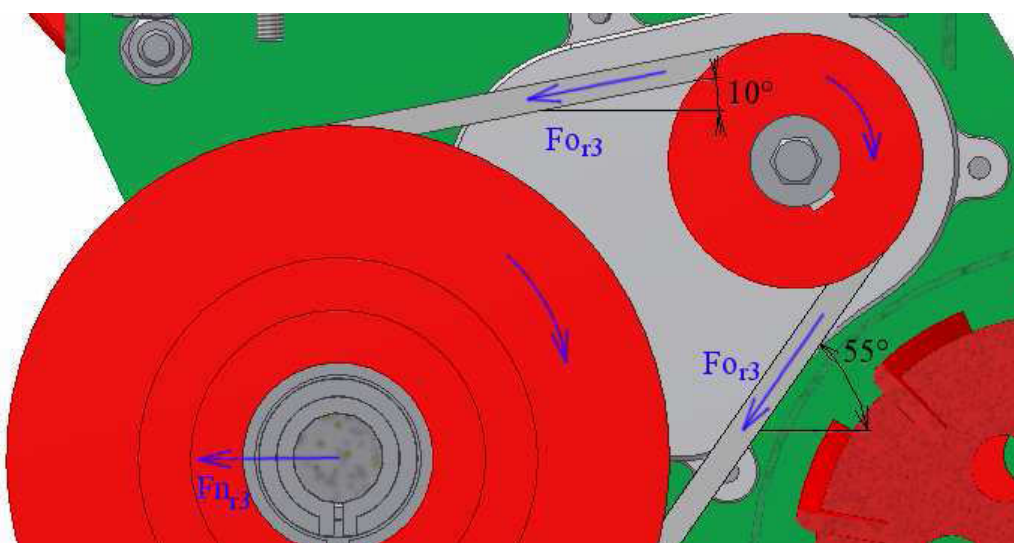
Zjednodušená kontrola napětí v napínacím šroubu M6 třídy 8.8:

$$\sigma_{ns} = \frac{F_{nr3}}{S_{ns}} \cdot \beta_k = \frac{991,4}{\frac{\pi \cdot 4,773^2}{4}} \cdot 1,4 = 77,6 \text{ MPa} \quad (4.19)$$

Statická bezpečnost je tak k mezi kluzu vysoká:

$$k_{Sns} = \frac{\sigma_{dns}}{\sigma_{ns}} = \frac{640}{77,6} = 8,269 \quad (4.20)$$

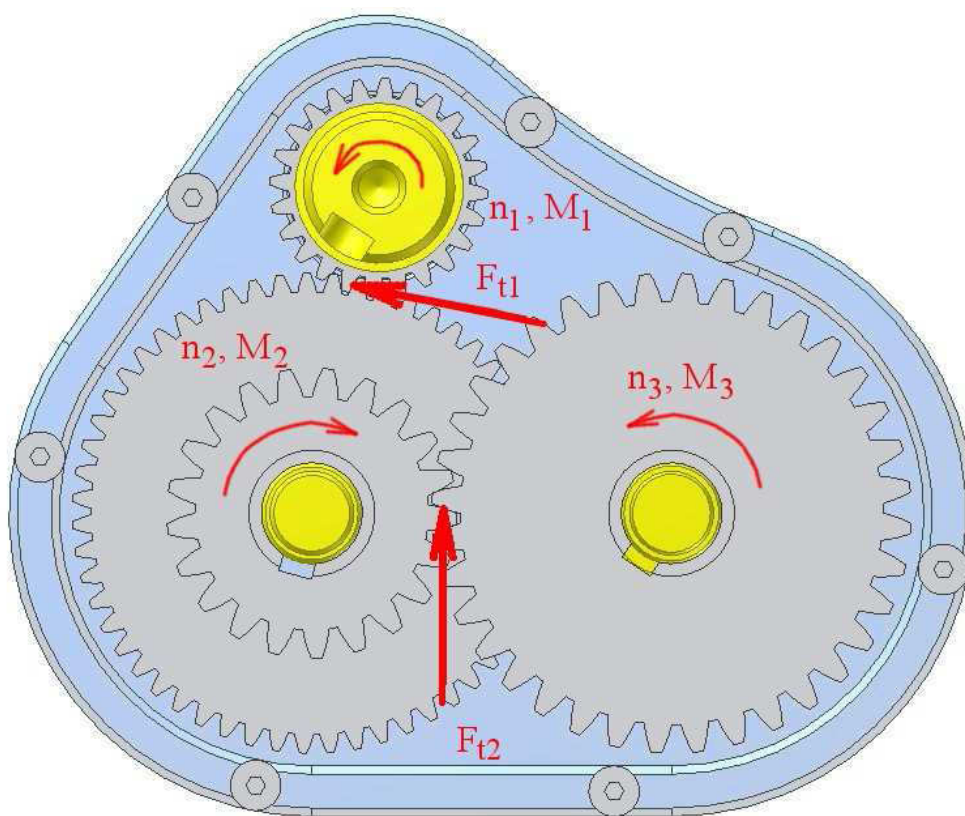
Napínací šroub tedy bez problémů vyhovuje.



Obr. 4.13 Řemenový převod převodovka – pojezd

4.7.4 Výpočet převodovky

Aby bylo možné efektivně redukovat otáčky motoru na pojezdový mechanismus, bylo nutné navrhnout patřičnou převodovku. Tato převodovka musí splňovat hlavní podmínku na minimální zabraný prostor. Výsledkem je velmi malá, dvoustupňová čelní převodovka s přímými zuby s převodovým poměrem $i_p=3,928$, která přenáší poměrně velké zatížení. Tvar skříně převodovky musel být optimalizován pro správné uložení do šasí sekačky. Ozubená kola byla koupena jako standardní z důvodu úspory finančních prostředků. Materiál kol je 12 050. Tato kola jsou nekorigována a hrozí jejich nižší životnost. Výpočet je proveden pro kola s korekcí na vyrovnání měrných skluzů, která by se vyplatila pouze ve větší sérii. Rozložení sil v převodovce je na obrázku 4.14. Otáčky a momenty zatěžující převodovku jsou uvedeny v tabulce 4.2.



Obr. 4.14 Rozložení sil v převodovce

4.7.4.1 Výpočet prvního stupně převodovky

Počty zubů v převodovce a jejich moduly byly navrženy tak, aby celkové rozměry převodovky byly minimální. Proto je na prvním stupni převodový poměr větší a modul zubu menší. Nakonec bylo zvoleno 24 zubů pro pastorek a 55 zubů pro kolo a modul 1 mm. Šířka byla optimalizována výpočtem v několika krocích a nejlépe vyhovovala šířka 10 mm. Výpočet geometrie byl proveden pomocí programu Geometrie a soukolí bylo vyhodnoceno jako správné, bez žádných problémů. Vstupní parametry a vypočtené rozměry prvního stupně jsou patrné na obrázku 4.15.

The screenshot shows the 'Geometrický výpočet ozubení' (Geometric gear calculation) software window. It has a blue title bar and a menu bar with 'Zadání' (Input) and 'Měry ozubení' (Gear measurements). The 'Zadání' menu is open, showing options for 'Vnější' (External), 'Vnitřní' (Internal), and 'Kružlové' (Bevel). The 'Vnější' option is selected.

The interface is divided into several sections:

- Povinný vstup :** (Mandatory input)
 - Normální modul m_n : 1 [mm]
 - Počet zubů pastorku z_1 : 24
 - Počet zubů kola z_2 : 55
 - Sklon zubů roztečný β : 0.0000 [°]
 - Společná šířka zubů b : 10 [mm]
- Výpočetní vstup :** (Computational input)
 - Součet korekcí x_Σ : 0.000000
 - Korekce pastorku x_1 : 0.237952
 - Korekce kola x_2 : -0.237952
 - Osová vzdálenost pracovní a_w : 39.500000 [mm]
 - Úhel záběru valivý čelní α_{tw} : 20.000000 [°]
 - Boční vůle j_n : 0.000 [mm]
- Základní profil :** (Basic profile)
 - Standard (selected), Nestandard, Kruhová pata (checkbox)
 - Poměrná výška hlavy pastorku h_{a1}^* : 1.0000
 - Poměrná výška hlavy kola h_{a2}^* : 1.0000
 - Poměrná hlavová vůle pastorku c_1^* : 0.2500
 - Poměrná hlavová vůle kola c_2^* : 0.2500
 - Poměrný radius paty pastorku ρ_{f1}^* : 0.3800
 - Poměrný radius paty kola ρ_{f2}^* : 0.3800
 - Úhel profilu α_n : 20.0000 [°]
- Nepovinný vstup :** (Optional input)
 - Hlavový průměr pastorku d_{a1} : 26.40000 [mm]
 - Hlavový průměr kola d_{a2} : 56.50000 [mm]
 - Výpočetní hlavové průměry (button)

At the bottom, there are buttons for 'Nuluj' (Reset), 'Rozděl korekce' (Divide correction), 'Vyr. skluzu' (Calculate backlash), 'KOMPLEXNÍ KONTROLA' (Complex control), 'Uložit vstupy' (Save inputs), 'Načíst vstupy' (Load inputs), 'Help', and 'Konec' (End).

Obr. 4.15 Výpočet geometrie prvního stupně převodovky z_1 - z_2

Pevnostní výpočet byl proveden pomocí programu ČSNw. Jako nevyhovující se ukázala pevnost v dotyku a řešením by bylo indukční zakalení zubů. Na prototypu toto nebylo provedeno a zuby zůstaly v přírodním stavu. Jako vyhovující se ale ukázala životnost přibližně 3000 hodin, což v praxi představuje několik let fungování. Navíc sekačka nebude vždy zatížena na maximum. Vstupní parametry jsou uvedeny v tabulce 4.2. Voleny byly dále součinitele vnějších dynamických sil $K_A=1,5$ pro benzínový motor dle [13] a součinitel jednorázového přetížení $K_{AS}=1,75$. Není nutné počítat s žádným výrazným přetížením, protože při větším zatížení proklouzne spojka pojezdu. Výsledky pevnostního výpočtu jsou na obrázku 4.16.

Výsledky geometrické kontroly prvního stupně převodovky jsou uvedeny v tabulce 4.3.

ČSN 01 4686 verze 1.2 © M. Němček 2009

Úplný výpočet | Zjednodušený výpočet

Typ ozubení
☒ Vnější
☐ Vnitřní

Geometrie
Materiály
Zatížení
Rozměry
Přesnost
KHB
Součinitele
Ulož
Načti
Help
Konec

Výpočet

OHYB		DOTYK	
σ_{F1}	= 219.8	σ_{F2}	= 202.7
σ_{FP1}	= 492.7	σ_{FP2}	= 498.8
S_{F1}	= 2.242	S_{F2}	= 2.460
σ_{Fmax1}	= 384.6	σ_{Fmax2}	= 354.8
σ_{FPmax1}	= 935.2	σ_{FPmax2}	= 986.0
K_F	= 6.120	K_{Fv}	= 1.077
K_{Fa}	= 1.686	$K_{F\beta}$	= 2.246
Y_{ϵ}	= 0.674	Y_{β}	= 1.000
Y_{FS1}	= 3.994	Y_{FS2}	= 3.684
Y_{Fa1}	= 2.660	Y_{Fa2}	= 2.307
Y_{Sa1}	= 1.501	Y_{Sa2}	= 1.597
Y_{Sarel1}	= 1.000	Y_{Sarel2}	= 1.000
Y_{N1}	= 1.000	Y_{N2}	= 1.000
Y_{X1}	= 1.000	Y_{X2}	= 1.000
$Y_{\delta1}$	= 1.263	$Y_{\delta2}$	= 1.279
Y_{s1}	= 1.707	Y_{s2}	= 1.816
$Y_{\delta st1}$	= 1.535	$Y_{\delta st2}$	= 1.618
$Y_{\delta stT1}$	= 1.600	$Y_{\delta stT2}$	= 1.600

σ_{H1}	= 790.1	σ_{H2}	= 753.8
σ_{HP1}	= 1199.7	σ_{HP2}	= 1303.5
S_{H1}	= 1.519	S_{H2}	= 1.729
σ_{Hmax1}	= 1045.2	σ_{Hmax2}	= 997.2
σ_{HPmax1}	= 2400.0	σ_{HPmax2}	= 2400.0
σ_{H01}	= 393.1	σ_{H02}	= 375.0
Z_B	= 1.048	Z_D	= 1.000
K_H	= 4.040	K_{Hv}	= 1.077
K_{Ha}	= 1.000	$K_{H\beta}$	= 2.500
K_A	= 1.500	K_{AS}	= 1.750
Z_{ϵ}	= 0.878	Z_H	= 2.495
Z_{N1}	= 1.052	Z_{N2}	= 1.143
Z_E	= 191.646	Z_{β}	= 1.000

Obr. 4.15 Výpočet zatížení prvního stupně převodovky z_1-z_2

		Rozměr	Pastorek		Kolo
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Počet zubů	z	[-]	24		55
Normální modul	m_n	[mm]		1	
Úhel sklonu zubu	b	[°]		0	
Osová vzdálenost	a	[mm]		39,5	
Jednotková korekce	x	[-]	0,23795		-0,23795
Součet korekcí	x_Σ	[-]		0	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	21,976		52,024
Průměr základní kružnice	d_b	[mm]	22,553		51,683
Průměr roztečné kružnice	d	[mm]	24		55
Průměr hlavové kružnice	d_a	[mm]	26,4		56,5
Společná šířka kol	b	[mm]		10	
Měrný skluz na patě		[-]	-1,37635		-1,36539
Měrný skluz na hlavě		[-]	0,57724		0,57919
Poměr b/d	ψ_d	[-]	0,417		0,182
Poměr b/m_n	ψ_m	[-]		10	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1,6144	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		0	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		1,6144	
Poměrná výška hlavy profilu	h_a^*	[-]	1		1
Poměrná výška hlavové vřle	c^*	[-]	0,25		0,25
Poměrný rádius paty profilu	ρ_f^*	[-]	0,38		0,38
Úhel profilu	α_n	[-]		20	

Tab. 4.3 Parametry prvního stupně převodovky z_1 - z_2

4.7.4.2 Výpočet druhého stupně převodovky

Druhý stupeň převodovky byl volen s nižším převodovým poměrem a vyšším modulem. Zvoleno bylo 21 zubů pro pastorek a 36 zubů pro kolo a modul 1,5 mm. Šířka byla optimalizována výpočtem v několika krocích a nejlépe vyhovovala šířka 11 mm. Spolu s šířkou prvního stupně tak bylo dosaženo minimálních rozměrů. Výpočet geometrie byl opět proveden pomocí programu Geometrie. Výpočet vykazoval chybu v poměrně vyšších skluzech na patě. Toto bylo redukováno zmenšením hlavových kružnic. U prototypu, kde nebyly takovéto změny provedeny, lze tedy očekávat nižší životnost soukolí. Redukovat negativní vliv vyšších skluzů lze pomocí kvalitního maziva. Vstupní parametry a vypočtené rozměry prvního stupně jsou patrné na obrázku 4.17.

Geometrický výpočet ozubení

Zadání | **Míry ozubení**

☒ Vnější ☐ Vnitřní ☐ Kruželové

Povinný vstup :

Normální modul m_n [mm]
 Počet zubů pastorku z_1
 Počet zubů kola z_2
 Sklon zubů roztečný β [°]
 Společná šířka zubů b [mm]

Výpočetní vstup :

Součet korekcí x_Σ
 Korekce pastorku x_1
 Korekce kola x_2
 Osová vzdálenost pracovní a_w [mm]
 Úhel záběru valivý čelní α_{tw} [°]
 Boční vůle j_n [mm]

Základní profil :

☒ Standard ☐ Nestandard ☐ Kružlová pata

Poměrná výška hlavy pastorku h_{a1}^*
 Poměrná výška hlavy kola h_{a2}^*
 Poměrná hlavová vůle pastorku c_1^*
 Poměrná hlavová vůle kola c_2^*
 Poměrný radius paty pastorku ρ_{f1}^*
 Poměrný radius paty kola ρ_{f2}^*
 Úhel profilu α_n [°]

Nepovinný vstup :

Hlavový průměr pastorku d_{a1} [mm]
 Hlavový průměr kola d_{a2} [mm]

KOMPLEXNÍ KONTROLA

Obr. 4.17 Výpočet geometrie druhého stupně převodovky z_3 - z_4

Pevnostní výpočet druhého stupně byl opět proveden pomocí programu ČSNw. Jako nevyhovující se i tady ukázala pevnost v dotyku a řešení je, stejně jako u prvního stupně, indukční zakalení zubů. Vstupní parametry jsou uvedeny v tabulce 4.2. Součinitele K_A a K_{AS} byly voleny stejné jako u prvního stupně. Výsledky pevnostního výpočtu jsou na obrázku 4.18.

Výsledky geometrické kontroly druhého stupně převodovky jsou uvedeny v tabulce 4.4.

ČSN 01 4686 verze 1.2 © M. Němček 2009

Úplný výpočet | Zjednodušený výpočet

Typ ozubení
☒ Vnější
☐ Vnitřní

Geometrie
Materiály
Zatížení
Rozměry
Přesnost
KHB
Součinitele
Ulož
Načti
Help
Konec

Výpočet

OHYB		DOTYK	
σ_{F1}	= 208.9	σ_{H1}	= 887.5
σ_{FP1}	= 471.6	σ_{HP1}	= 1303.5
S_{F1}	= 2.257	S_{H1}	= 1.469
σ_{Fmax1}	= 365.6	σ_{Hmax1}	= 1174.0
σ_{FPmax1}	= 919.3	σ_{HPmax1}	= 2400.0
K_F	= 5.458	σ_{H01}	= 450.1
$K_{F\alpha}$	= 1.631	Z_B	= 1.049
Y_ϵ	= 0.691	Z_D	= 1.000
Y_{FS1}	= 4.100	K_H	= 3.887
Y_{Fa1}	= 2.759	$K_{H\alpha}$	= 1.000
Y_{Sa1}	= 1.486	K_A	= 1.500
Y_{Sarel1}	= 1.000	Z_ϵ	= 0.889
Y_{N1}	= 1.000	Z_{N1}	= 1.143
Y_{X1}	= 1.000	Z_E	= 191.646
$Y_{\delta1}$	= 1.209	σ_{H02}	= 428.9
Y_{S1}	= 1.673	K_{Hv}	= 1.037
$Y_{\delta St1}$	= 1.509	$K_{H\beta}$	= 2.500
$Y_{\delta StT1}$	= 1.600	K_{AS}	= 1.750
		Z_H	= 2.495
		Z_{N2}	= 1.207
		Z_β	= 1.000

Obr. 4.18 Výpočet zatížení druhého stupně převodovky z_3 - z_4

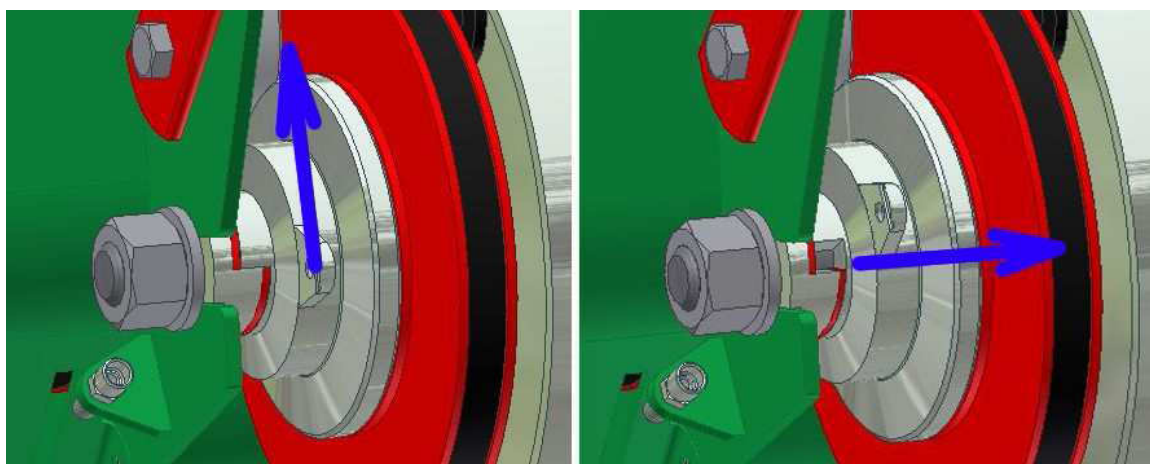
		Rozměr	Pastorek		Kolo
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Počet zubů	z	[-]	21		36
Normální modul	m_n	[mm]		1,5	
Úhel sklonu zubu	b	[°]		0	
Osová vzdálenost	a	[mm]		42,75	
Jednotková korekce	x	[-]	0,19875		-0,19875
Součet korekcí	x_Σ	[-]		0	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	28,346		49,654
Průměr základní kružnice	d_b	[mm]	29,600		50,743
Průměr roztečné kružnice	d	[mm]	31,5		54
Průměr hlavové kružnice	d_a	[mm]	34,9		56,3
Společná šířka kol	b	[mm]		11	
Měrný skluz na patě		[-]	-1,93075		-1,94725
Měrný skluz na hlavě		[-]	0,66070		0,65879
Poměr b/d	ψ_d	[-]	0,349		0,204
Poměr b/m_n	ψ_m	[-]		7,333	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1,5395	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		0	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		1,5395	
Poměrná výška hlavy profilu	h_a^*	[-]	1		1
Poměrná výška hlavové vřle	c^*	[-]	0,25		0,25
Poměrný rádius paty profilu	ρ_f^*	[-]	0,38		0,38
Úhel profilu	α_n	[-]		20	

Tab. 4.4 Parametry druhého stupně převodovky z_3 - z_4

4.7.5 Výpočet spojky pojezdu

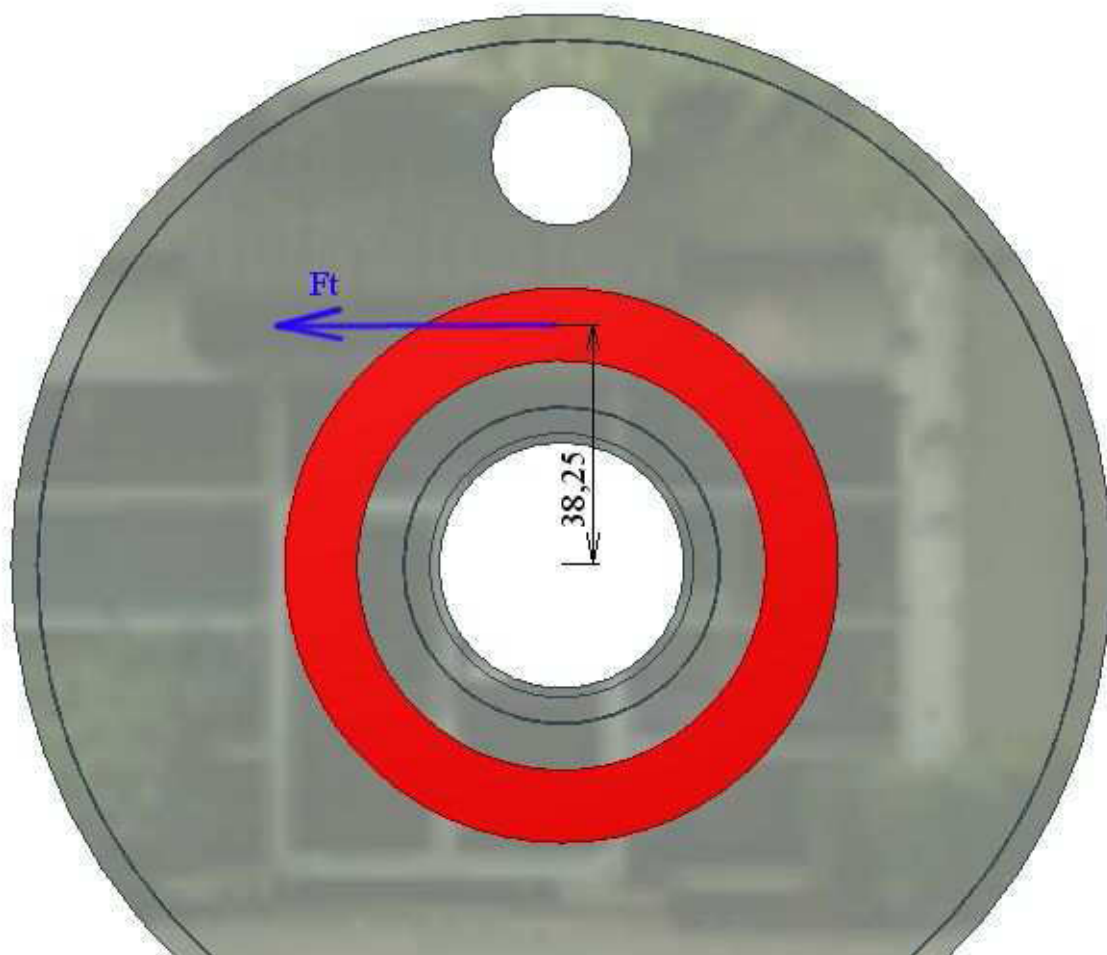
Při konstrukci pohonu zadních válců, je třeba uvažovat potřebu nezávislého otáčení obou válců. Toto je velmi důležité pro manévrování se sekačkou. Pokud by byl válec jen jeden přes celou šíři sekačky, pak se při otáčení sekačky tře po podložce a poškozuje trávník. Je nutné válec rozdělit alespoň na dvě části, které se při otáčení sekačky odvalují po podložce každý jiným směrem. Po spuštění pojezdu musí být ale oba válce poháněny.

Tento problém byl vyřešen uložením válců volně na zadní osu, což umožnilo jejich otáčení. Ke spuštění pojezdu byla navržena spojka se dvěma kroužky se spirálovým stykem. Jeden kroužek je pevně uchycen k rámu, druhý kroužek je otočný. Pootočením kroužku dochází k axiálnímu posuvu, který vyvolá sílu, působící na všechny rotující elementy uložené na ose. V klidovém režimu se oba válce nezávisle otáčejí a při nastartovaném motoru volně rotuje i řemenice pojezdu. Po stisku páky pojezdu spínací kroužek přitlačí řemenici k válci a třením se přenáší krouticí moment motoru na válce. Toto je patrné na obrázku 4.19.



Obr. 4.19 Funkce spojky pojezdu

Základem výpočtu je zjistit potřebnou přitlačnou sílu spojky a její axiální posuv. Krouticí moment na zadním válci je $M_h = 15,5$. Z tohoto momentu je možné vypočítat potřebnou třecí sílu F_t . Ta je závislá na tvaru třecí plochy a na parametrech válců a řemenice. Tato plocha je na obrázku 4.20.



Obr. 4.20 Tvar a rozměry třecí plochy válce

Třecí síla se pak vypočte podle vzorce:

$$F_t = \frac{M_h}{r_{tp}} = \frac{15,5}{38,25 \cdot 10^{-3}} = 405,2 \text{ N} \quad (4.21)$$

Potřebná přitlačná osová síla je pak:

$$F_o = \frac{F_t}{f_{ts}} = \frac{405,2}{0,2} = 2026 \text{ N} \quad (4.22)$$

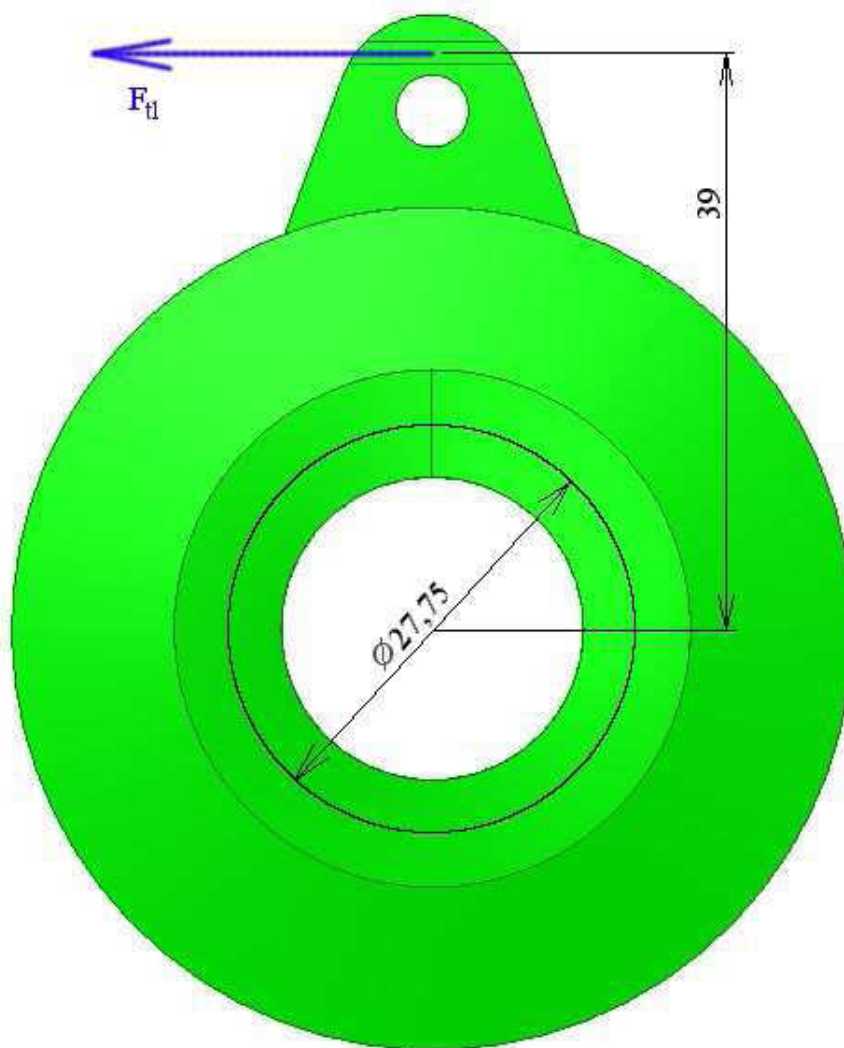
Kde f_{ts} je koeficient tření ocel-ocel volená podle [2] z rozsahu $0,15 \div 0,25$.

Dále je třeba vypočítat axiální posuv spojkového kroužku a hnací sílu, která musí kroužkem otočit, aby byla osová síla vyvozena. K tomu je nutné vědět, jakou dráhu urazí lanko ovládané z rukojeti sekačky. Pohybem páky pojezdu se lanko posune o $l_{pl} = 16,6$ mm jak je patrné na obrázku 4.21.

Pro výpočet tahové síly v lanku F_{tl} je třeba znát i poloměr ramena, na kterém bude lanko připojeno na spojkovém kroužku a střední průměr spirálové plochy. Toto je patrné na obrázku 4.22.



Obr. 4.21 Dráha, kterou urazí lanko při stisku páky



Obr. 4.22 Rozměry spojkového kroužku

Spirála na spojkovém kroužku má stoupání $s_{sk} = 8$ mm na otáčku. Úhel stoupání je tak dle [1]:

$$\psi = \arctg \frac{s_{sk}}{\pi \cdot d_{sk}} = \arctg \frac{8}{\pi \cdot 27,75} = 5,243^\circ \quad (4.23)$$

Tahová síla v lanku se pak vypočte podle upraveného vzorce z [1] pro výpočet utahovacího momentu šroubu. Zanedbáno je tření v ložiskách.

$$F_{tl} = \frac{F_o \cdot \tg \psi \cdot \frac{d_{sk}}{2}}{r_{lk}} = \frac{2026 \cdot \tg 5,243 \cdot \frac{27,75}{2}}{39} = 66 \text{ N} \quad (4.24)$$

Tvar páky pro spuštění pojezdu a umístění otvoru pro lanko určuje poměr přepákování a tedy sílu, kterou je nutné vyvinout rukou. Toto je obtížné stanovit, protože páku lze stlačit různými způsoby. Poměr přepákování byl stanoven přibližně na $i_{pr} = 4$. Potom síla, nutná pro stisk páky je rovna:

$$F_{st} = \frac{F_{tl}}{i_{pr}} = \frac{66}{4} = 16,5 \quad (4.25)$$

K této síle je nutno připočítat sílu pružiny, která vrací spojkový kroužek do vypínací polohy. Tato má tuhost $c_p = 0,4 \text{ N/mm}$ a při dráze lanka je pak síla v pružině:

$$F_p = c_p \cdot l_{pl} = 0,4 \cdot 16,5 = 6,6 \text{ N} \quad (4.26)$$

Celková síla, kterou pak musí obsluha vyvolat je:

$$F_{stp} = F_{st} + F_p = 16,5 + 6,6 = 23,1 \text{ N} \quad (4.27)$$

Takovouto sílu dokáže člověk vyvolat běžně prsty a spuštění pojezdu by tak nemělo činit obsluhu žádné potíže.

Axiální posuv kroužku je závislý na vzdálenosti, kterou lanko urazí a na stoupání spirály spojkového kroužku. Z navržených rozměrů je tedy jasné, že axiální posuv je roven:

$$p_{ka} = \frac{l_{pl}}{2 \cdot r_{lk} \cdot \pi} \cdot s_{sk} = \frac{16,6}{2 \cdot 39 \cdot \pi} \cdot 8 = 0,542 \text{ mm} \quad (4.28)$$

V praxi ale bylo zjištěno, že z tohoto teoretického posuvu je přibližně 20% ztraceno ve vřících vedení lanka a tuhosti celé sestavy. Využitelný axiální posuv tedy bude pouze přibližně 0,4 mm. Je tedy jasné, že veškeré díly uložené na zadní ose musí být opracovány velice přesně, aby mezi díly byla maximálně tato vůle, která umožní nezávislé otáčení všech dílů a po stisku páky pojezdu se vůle vymezí a válce se dají do pohybu.

V důsledku opotřebení hnací řemenice je nutné počítat s vymezováním této vůle během provozu sekačky tak, aby pojezdový mechanismus byl správně nastaven a byl plně funkční.

4.7.6 Výpočet spojky vřetena

Spojka vřetena byla navržena podobně jako spojka pojezdu pro svou jednoduchost a snadnou výrobu. Opět využívá dvou kroužků. Původně navržený systém počítal se spouštěním vřetena pomocí napínání hnacího řemene. Tento systém se ale ukázal jako zcela nevhodný. I při povolené páce napínání řemene totiž docházelo k „zakousnutí“ řemene a roztočení vřetena. Toto náhodné roztočení by mohlo ohrozit obsluhu a proto bylo toto řešení nahrazeno spojkou, která jednoznačně odpojuje vřeteno od pohonu.

Potřebný krouticí moment vřetena je velmi těžké stanovit a je závislý na zcela neurčitých parametrech jako je výška a hustota trávníku. Pro jeho stanovení bylo využito zkušeností s původně vyrobenou elektrickou sekačkou, kde byl pro pohon vřetena použit elektromotor o výkonu 220 wattů. Tento výkon byl ale zcela hraniční a občas docházelo k zastavení vřetena. Proto byl zvolen optimální výkon 500 wattů, což při přepočtu znamená krouticí moment $M_v = 6,1 \text{ Nm}$.

Výpočet je pak naprosto stejný jako u spojky pojezdu podle stejných vzorců. Základem výpočtu je zjistit potřebnou přítláčnou sílu spojky a její axiální posuv. Z krouticího momentu je možné vypočítat potřebnou třecí sílu F_{tv} . Ta je závislá na tvaru třecí plochy na řemenici. Střední poloměr u této plochy je $r_{tpv} = 25 \text{ mm}$.

Třecí síla se pak vypočte podle vzorce:

$$F_{tv} = \frac{M_v}{r_{tpv}} = \frac{6,1}{25 \cdot 10^{-3}} = 244 \text{ N} \quad (4.29)$$

Potřebná přítláčná osová síla je pak:

$$F_{ov} = \frac{F_{tv}}{f_{tsv}} = \frac{244}{0,35} = 697,1 \text{ N} \quad (4.30)$$

Kde f_{tsv} je koeficient tření ocel-dural volený podle [7] z rozsahu $0,30 \div 0,40$.

Dále je třeba vypočítat axiální posuv spojkového kroužku a hnací sílu, která musí kroužkem otočit, aby byla osová síla vyvozena. Pohybem páky vřetena se lanko posune o $l_{plv} = 15,8 \text{ mm}$.

Pro výpočet tahové síly v lanku F_{tlv} je třeba znát i poloměr ramena, na kterém bude lanko připojeno na spojkovém kroužku a střední průměr spirálové plochy. Poloměr umístění lanka je u tohoto kroužku $r_{lkv} = 31 \text{ mm}$ a střední průměr spirálové plochy je $d_{skv} = 21,5 \text{ mm}$.

Spirála na spojkovém kroužku vřetena má stoupání $s_{skv} = 5$ mm na otáčku. Úhel stoupání je tak dle [1]:

$$\psi_v = \arctg \frac{s_{skv}}{\pi \cdot d_{skv}} = \arctg \frac{5}{\pi \cdot 21,5} = 4,234^\circ \quad (4.31)$$

Tahová síla v lanku se pak vypočte podle upraveného vzorce z [1] pro výpočet utahovacího momentu šroubu. Zanedbáno je tření v ložiskách.

$$F_{tlv} = \frac{F_{ov} \cdot \tg \psi_v \cdot \frac{d_{skv}}{2}}{r_{lkv}} = \frac{697,1 \cdot \tg 4,234 \cdot \frac{21,5}{2}}{31} = 17,9 \text{ N} \quad (4.32)$$

Tvar páky pro spuštění pojezdu a umístění otvoru pro lanko určuje poměr přepákování a tedy sílu, kterou je nutné vyvinout rukou. Poměr přepákování byl stanoven přibližně na $i_{přv} = 2,7$. Potom síla, nutná pro stisk páky je rovna:

$$F_{stv} = \frac{F_{tlv}}{i_{přv}} = \frac{17,9}{2,7} = 6,6 \text{ N} \quad (4.33)$$

K této síle je nutno připočítat sílu pružiny, která vrací spojkový kroužek do vypínací polohy. Tato má tuhost $c_{pv} = 0,6$ N/mm a při dráze lanka je pak síla v pružině:

$$F_{pv} = c_{pv} \cdot l_{plv} = 0,6 \cdot 15,8 = 9,5 \text{ N} \quad (4.34)$$

Celková síla, kterou pak musí obsluha vyvolat je:

$$F_{stc} = F_{stv} + F_{pv} = 6,6 + 9,5 = 16,1 \text{ N} \quad (4.35)$$

Takovouto sílu dokáže člověk vyvolat běžně prsty a spuštění vřetena by tak nemělo činit obsluhu žádné potíže.

Axiální posuv kroužku je závislý na vzdálenosti, kterou lanko urazí a na stoupání spirály spojkového kroužku. Z navržených rozměrů je tedy jasné, že axiální posuv je roven:

$$p_{kav} = \frac{l_{plv}}{2 \cdot r_{lkv} \cdot \pi} \cdot s_{skv} = \frac{15,8}{2 \cdot 31 \cdot \pi} \cdot 5 = 0,406 \text{ mm} \quad (4.36)$$

Protože spojka vřetena je uložena jinak než spojka pojezdu, tak se z teoretického posuvu ztrácí asi jen 10% ve vůlích vedení lanka a tuhosti celé sestavy. V praxi tedy bude využitelný axiální posuv přibližně 0,36 mm. Tato vůle je dostatečná, protože narozdíl od pojezdu je u vřetena v akci méně dílů, mezi které se vůle rozloží a není nutné vyrábět díly s tak velkou přesností.

5. Vlastní realizace a provoz sekačky

Jedním z cílů práce byla i výroba a testování sekačky. Některé parametry vyrobeného modelu jsou jiné (šířka záběru), ale základní koncepce je stejná.

Během provozu se ukázaly některé konstrukční prvky jako problematické a vyžadovaly úpravy nebo dokonce zcela jiné řešení problému. Největší problémy se vyskytly u žací lišty, kde bylo třeba odzkoušet několik materiálů a tepelných úprav, tloušťku a způsob upnutí lišty. Lišta je velmi důležitá část sekačky, protože spolu s vřetenem určuje kvalitu stříhu trávníku, tedy zásadní parametr sekačky. Tloušťka lišty pak prakticky určuje minimální výšku sekání, což je další důležitý parametr. V neposlední řadě pak musí být lišta absolutně rovná. Už při vůli větší než pouhé 0,02 mm mezi lištou a vřetenem dochází ke špatnému stříhu trávy a poškození listu.

5.1 Žací lišta

Původní koncepce počítala s upnutím lišty pouze na okrajích pomocí dvou šroubů. Lišta kvůli tomu musela být vyšší – bylo odzkoušeno 5 a 8 mm – ale toto řešení bylo naprosto nevhodné. Lišta příliš pružila a při sekání hustějšího porostu se prohnula a tráva nebyla odstřižena. Při nájezdu na hrbol v trávníku se pak naopak prohnula dovnitř a poškodila vřeteno. Bylo tedy nutné lištu připevnit stabilně po celé délce.

Do rámu sekačky byl přivařen L profil, ke kterému byla lišta přišroubována. Toto řešení se ukázalo jako zcela funkční a vyhovující. Jen bylo třeba ofrézovat dosedací plochu na L profilu s velkou přesností. Toto řešení umožnilo i použití tenké lišty a tak snížení minimální výšky sekání. Tenká lišta s sebou ale přinesla problém, jak ji vyrobit. Už při výrobě lišty s tloušťkou 4 mm se vyskytly potíže s udržením rovinnosti a přitom se 4 mm ukázaly stále jako příliš. Lišta ohýbala listy trávy a vřeteno je pak neodstříhávalo. Tento jev byl částečně redukován sražením hrany lišty, ale kvalita stříhu byla pořád špatná. Tato úprava je vidět na obrázku 5.1.

Nemalý problém byl i s tepelnou úpravou lišty. Snahou bylo maximalizovat životnost zakalením, které s sebou ale přineslo nový problém – deformaci lišty během tepelné úpravy. To muselo být redukováno náročným rovnáním, při kterém lišta praskla. Lišta byla navíc velmi drahá, protože po zakalení a srovnání musela být ještě přebroušena.

Výsledným a relativně funkčním řešením se nakonec ukázala lišta z plechu z nerezavějící oceli o tloušťce 2 mm. Lišta vyrobená vypálením z plechu se nijak dále neopracovala a díky malé tloušťce se po dotažení šroubů přizpůsobila rovině vyrobené na podpurném L profilu rámu. Toto řešení je velmi levné a i přes nižší životnost lišty akceptovatelné. Lišta se dá posouvat s tím jak se opotřebovává a vydrží celou sezónu sekání. Při výrobní ceně cca 80 Kč je tato životnost dostatečná.



Obr. 5.1 Upravená žací lišta se sraženou spodní hranou

5.2 Spouštění vřetena

Druhý problém se vyskytl v systému spouštění vřetena. Vypínání rotace vřetena je velmi důležité, protože umožňuje mít nastartovaný motor a používat pojezd sekačky. Toto je vhodné při přejezdu na místo sekání. Při zastavené rotaci vřetena je také možné například sundat a vyprázdnit sběrací koš. Není tak nutné neustále startovat motor jako u klasické sekačky.

Původní koncepce počítala s napínací kladkou řemene ovládanou pomocí páky na rukojeti. Spouštění bylo navrženo tak, že při uvolnění páce bude řemen prokluzovat a vřetenem se nebude točit. Po zatažení páky se řemen napne a vřetenem se roztočí. Toto řešení však bylo zcela nevhodné. I volný řemen se občas „zakousl“ do řemenice a vřetenem se roztočilo. Byť je z bezpečnostních důvodů zakázáno jakkoliv manipulovat s vřetenem při nastartovaném motoru, tak i vysypání koše by se mohlo stát nebezpečným při nečekaném spuštění otáček a leknutím se obsluhy.

Spouštění otáček vřetenem pomocí napínání hnacího řemene tak bylo nahrazeno bezpečnější spojkou, která odpojuje vřetenem od motoru a znemožňuje nechtěné spuštění.

5.3 Spouštění pojezdu

Princip spouštění pojezdu je vysvětlen už v kapitole 4.7.5. Vše bylo pečlivě vypočteno a zdálo se, že se nemůže vyskytnout problém. V úvahu nebyl brán pouze jeden a jak se později ukázalo velmi důležitý parametr – vůle ve vedení lanka a celé sestavě pojezdu. Při výpočtu nutné vzdálenosti, kterou musí lanko urazit, bylo vše nastaveno na vzdálenost, o kterou se posune otvor pro lanko na spínací páce. V praxi však je několik prvních milimetrů spotřebováno na vymezení vůle a tuhostí bowdenu. Samotný kroužek spojky se tak začíná otáčet se zpožděním a neotočí se zcela o původně zamýšlený úhel. Proto muselo být upraveno uchycení lanka a prodloužena délka kroku.

Všechny rotující elementy na zadní ose musí být vyrobeny s velkou přesností šířek tak, aby se otočením spojkového kroužku vůle správně vymezila a zároveň aby při povolené páce pojezdu byla dostatečná vůle pro volnou rotaci válců. Válců se musí otáčet volně bez zbytečného tření, aby manévrování se sekačkou nebylo zbytečně náročné. Pokud je navíc vůle velmi malá, tak i při povolené páce pojezdu může dojít k samovolnému rozjezdu sekačky.

5.4 Sběr posekané trávy

Problém sběru posekané trávy se ukázal jako nejmenší a snadno řešitelný. Vřetenem svou rotací vyhazuje odstřiženou travu velmi dobře před sekačku. Stačí okolo vřetenem vytvořit kryt, který upraví proudění vzduchu a tím i směr výhozu trávy. Na šasi pak byly vytvořeny háčky, na které se zavěšuje sběrací koš.

Koš samotný se skládá pouze z jednoduché kostry z kulatiny o průměru 8 mm a látky, kterou je rám obalen. Jelikož je nutnost sekat vřetenem sekačkou často, je přírůstek trávy malý a zcela dostačuje koš o objemu 40 litrů.

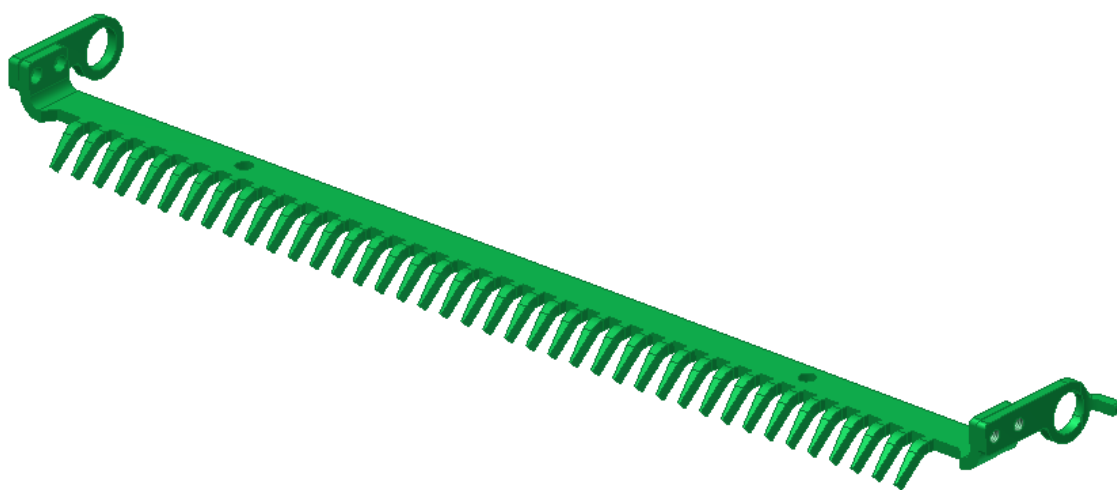
5.5 Rozhrabávání hromádek vytvořených hmyzem

Jako velký problém se ukázaly hromádky hlíny nebo trusu, který v trávníku vytváří hmyz. Specifickými „škůdci“ jsou potom žížaly a mravenci. Tento hmyz je sice v trávníků a hlavně na greenech na jednu stranu velmi žádaný, protože tvoří v půdě cestičky, kterými prosakuje voda a neexistuje žádný stroj, který by něco podobného dokázal. Na druhou stranu pak ale hmyz vynáší kousky půdy na povrch greenu a průjezdem sekačky jsou tyto hromádky rozválcovány. Tvoří se takzvané „mince“, což jsou lokální lysiny v travním porostu. Travní listy často nejsou schopny prorazit zavalcovanou půdu a uvadají.

Zabránit se tomuto jevu dá mechanicky rozhrabáním a nebo nejlépe rozpuštěním pomocí vody a vypláchnutím hadicí. Takový postup ale opakovat před každým sekáním je velice zdlouhavé.

Řešením je použití hraběček, které alespoň částečně rozhrabou hromádky vytvořené hmyzem. Toto řešení není úplně dokonalé, ale problém řeší uspokojivě. Hraběčky jsou umístěny mezi předním válcem a vřetenem a jsou zavěšeny na přední ose. Plní tak i druhou funkci – přizdvihávají listy trávy před vřetenem a tak jsou odštíženy i listy, které se plazí těsně u země a normálně není možné je odštíhnout.

Původně byly hraběčky tvořeny jako ohnuté dráty přivařené na plechové liště. Rozteč drátů byla zvolena 18 mm což znamená přibližně 22 drátů na liště. Přibodovat tyto dráty bylo velmi zdlouhavé a rozteč 18 mm se ukázala jako naprosto nedostatečná. Druhá varianta spočívala přímo ve vypálení „zubaté“ lišty. Zuby stačí pouze ohnout a hraběčky jsou hotové. Tato varianta je jednoduchá a levná. Rozteč byla zmenšena na 10 mm. Výsledné hraběčky jsou na obrázku 5.2.

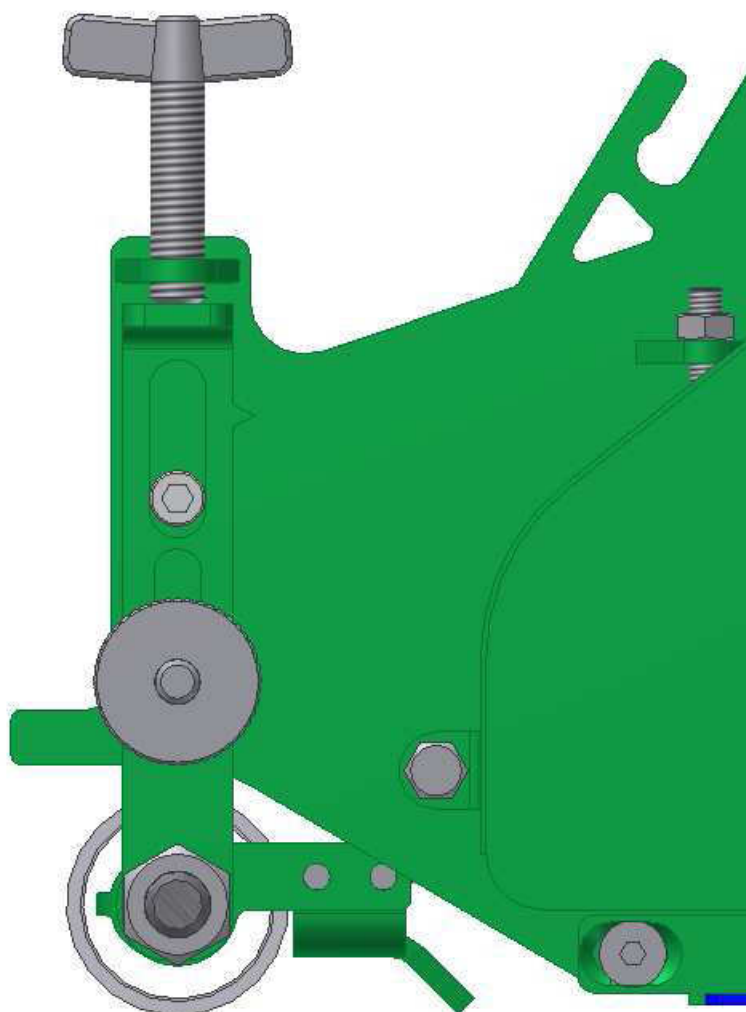


Obr. 5.2 Výsledná verze hraběček

5.6 Nastavení výšky stříhu

Nastavení výšky stříhu by mělo dle zadání být jednoduché a rychlé. Je třeba si ale uvědomit, že pokud sekáme trávník na výšku v řádech několika milimetrů, musí být nastavení výšky stříhu velmi jemné a naprosto přesné. Není možné nastavovat výšku v krocích, jako je to běžné u klasických sekaček, ale je nutné umožnit plynulé nastavení.

Toto bylo dosaženo upevněním předního válce do dvou plechů se dvěma drážkami jak je patrné na obrázku 5.3. Jedna drážka je vodící, druhou prochází utahovací šroub. Obsluha tak povolí rýhovanou matici, která zajišťuje nosný plech na místě a otáčením křídlového šroubu zvyšuje nebo snižuje výšku stříhu. Tyto šrouby jsou na obou stranách šasí a lze tak přesně nastavit výšku stříhu na obou stranách, což je velmi důležité. Pokud by byla jedna strana výš nebo níž třeba jen o jeden milimetr, bylo by to na výsledku poznat. Toto řešení se ukázalo jako vyhovující.



Obr. 5.3 Nastavení výšky stříhu

6. Závěr

Výsledkem této práce je sekačka na golfový green na obrázku 6.1 a 6.2. Sekačka je určená primárně pro sekání golfového greenu s výškou sekání od 4 mm. Využít lze samozřejmě i na sekání libovolného trávníku až do výšky 20 mm.

Sekačka je poháněna benzínovým motorem a je vybavena pojezdem, který sekačku dokáže rozpohybovat rychlostí 3 km/h do kopce se stoupáním 10°. Podvozek je řešen pomocí válců, které umožňují ideální kopírování terénu a průjezdem tvoří estetické pruhy v posekaném trávníku. Díky děleným válcům je také ovladatelnost a manévrování se sekačkou velmi snadné.

Šířka záběru sekačky je na dolní hranici zadání a je přesně 400 mm, aby byl splněn váhový limit 48 kg. Tento byl splněn jen s mírnou rezervou, protože kompletní sekačka váží bez náplně 47,4 kg. Použito je vřeten s deseti břity pro co nejjemnější stříh. 158 stříhů na jednom metru délky zaručuje velmi kvalitní sekání bez zjevných vln na posekané trávě.

Sekačka byla dále vybavena hraběčkami pro rozhrabování hromádek hlíny, které tvoří hmyz. Tyto pak zároveň přizvedávají listy trávy, které se plazí těsně u země a není je možné odstříhnout ani při výšce sečení pouhé 4 mm. Vzhled posekaného trávníku je tak ještě lepší.

Sběr posekané trávy byl vyřešen pomocí sběrného koše o objemu 50 litrů. Tento je jednoduché konstrukce a na sekačku se zavěšuje pomocí háčků na šasí. Rotací vřeten, které vytváří proud vzduchu, je pak odstřižená tráva vyhazována do koše.

Madlo nebylo vyráběno a bylo zajištěno přímým nákupem v prodejně se zahradní technikou. Jeho konstrukce a výroba by byla vzhledem k jeho ceně v obchodě příliš nákladná a neekonomická. Madlo je tedy podobné jako na klasických sekačkách. Dělení na dva díly tak, aby bylo možné ho rychle složit a zmenšit prostor pro uložení nebo transport sekačky.

V praxi se sekačka velmi dobře osvědčila. Za celkové výrobní náklady (při kusové výrobě) 17 860 Kč dokáže zcela konkurovat sekačkám v ceně okolo 30 000 Kč. Kvalitou stříhu a celkové funkčnosti se sice nemůže rovnat profesionálním greenovým sekačkám v ceně přes 100 000 Kč od výrobců s více než stoletou tradicí, ale pro použití na domácích greenech je naprosto vyhovující.

Závěrem lze říci, že všechny cíle diplomové práce tak, jak byly stanoveny v úvodu, byly splněny.



Obr. 6.1 Sestavená sekačka



Obr. 6.2 Sekačka na greenu

Příloha obsahuje:

- Celkovou sestavu vřetenové sekačky č.v.: DP – 00 – 0
- Převodovku pojezdu č.v.: DP – 00.02 – 0
- Výrobní výkresy řemenic č.v.: DP – 00.07 – 0 až DP – 00.11 – 0,
- Výrobní výkresy ozubených kol č.v.: DP – 00.02.03 – 0 až DP – 00.02.06 – 0

7. Seznam použité literatury

- [1] BOHÁČEK, F. a kol.: *Části a mechanismy strojů I*. ES VUT, Brno, 1990.
- [2] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. VŠB – TU OSTRAVA, Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [3] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. VŠB – TU OSTRAVA, Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [4] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. ALBRA, Úvaly, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [5] MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. VŠB – TU OSTRAVA, Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-0878-9.
- [6] HORYL, P.: *Statika a dynamika*. VŠB – TU OSTRAVA, Ostrava, 2006. ISBN 80-248-0509-X.
- [7] MOHYLA, M.: *Strojírenské materiály I*. Druhé vydání VŠB – TU OSTRAVA, Ostrava, 2006. ISBN 80-248-0270-8.
- [8] KOPÁČEK, J.: *Pohony a převody*. Druhé vydání VŠB – TU OSTRAVA, Ostrava, 2009. ISBN 978-80-248-1967-9.
- [9] POLÁK, J., BAILOTTI, K., PAVLISKA, J., HRABOVSKÝ, L.: *Dopravní a manipulační zařízení II*. VŠB – TU OSTRAVA, Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0493-X.
- [10] POLÁK, J., SLÍVA, A.: *Dopravní a manipulační zařízení III*. VŠB – TU OSTRAVA, Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0963-X.
- [11] KOPEČNÝ, J., MÁDR, V., PIŠTORA, J., FOJTEK, A., FOUKAL, J.: *Fyzikální měření*. VŠB – TU OSTRAVA, Ostrava, 1999. ISBN 80-7078-655-8.
- [12] KALÁB, K.: *Návrh a výpočet řemenového převodu. Vysokoškolská příručka*. VŠB – TU OSTRAVA, Ostrava, 2008. www.347.vsb.cz
- [13] ČSN 01 4686 *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. Český normalizační institut, Praha, 1982.
- [14] Katalog SKF: *Axiální kuličková ložiska*, 2011
- [15] Katalog SKF: *Kuličková ložiska*, 2011.
- [16] Katalog SKF: *Axiální jehlová ložiska*, 2011.
- [17] Sekačky na trávu Dostupné na WWW: <www.sekackynatravu.net> [cit. 01.04.2011]
- [18] RR náradí Dostupné na WWW: <www.rr-naradi.cz> [cit. 01.04.2011]
- [19] Berlan Dostupné na WWW: <www.berlan.de> [cit. 24.01.2011]